

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-286880

(43)Date of publication of application : 10.10.2003

(51)Int.Cl.

F02D 41/04

F02D 21/08

F02D 41/02

F02M 25/07

(21)Application number : 2002-092112

(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 28.03.2002

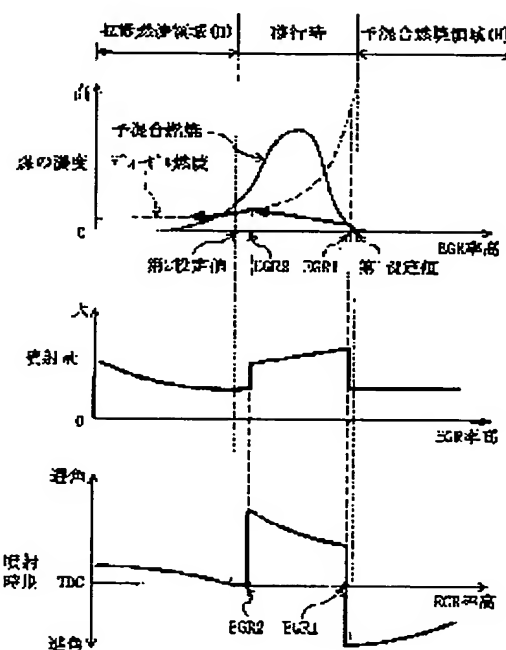
(72)Inventor : KATAOKA ICHII  
TERASAWA YASUYUKI  
HAYASHIBARA HIROSHI  
SAITO TOMOAKI

## (54) COMBUSTION CONTROL DEVICE FOR DIESEL ENGINE

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To prevent the degradation of a transient exhaust condition and the occurrence of noise in transition between operation regions (H) and (D) in a direct-injection diesel engine in which advanced fuel injection is made to conduct premixed compression injection combustion at an EGR rate set at least at a 1st set value or higher in a premixed combustion region (H) on a light-load side, and diesel combustion is made at an EGR rate set at a 2nd set value or less in a diffusion combustion region (D) on a heavy-load side.

**SOLUTION:** When combustion shifts from either a premixed combustion region (H) and a diffusion combustion region (D) to the other, fuel injection timing is set at predetermined timing in an expansion stroke in a cylinder 2, and the combustion shifts into a 3rd combustion state mainly formed of premixed combustion. The fuel injection timing or the like is controlled on the basis of the predicted result of the rate of recirculated exhaust emission (actual EGR rate EGR) in intake air. In the 3rd combustion state, a fuel-injection volume is increased more than in the premixed compression ignition combustion and diesel combustion to prevent a torque shock from occurring at the time of switching combustion conditions.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

24.01.2005

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of

rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

## \* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

## CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The fuel injection valve which attends the combustion chamber in an engine gas column, and an amount accommodation means of exhaust air reflux to adjust the amount of reflux of the exhaust air to said combustion chamber, When an engine is the 1st operational status, the inhalation-of-air line of a gas column makes a fuel inject by the compression stroke at least by said fuel injection valve. While considering as the 1st combustion condition with more rates of premixed combustion than the rate of diffusive burning, so that it may be in the 2nd combustion condition with more rates of diffusive burning than the rate of premixed combustion at the time of the 2nd operational status The fuel-injection control means which makes a fuel inject near the compression top dead center at least, When an engine is said 1st operational status, while the EGR value about the amount of reflux of exhaust air becomes beyond the 1st set point, at the time of the 2nd operational status, so that said EGR value may turn into below the 2nd set point fewer than said 1st set point In the combustion control system of the diesel power plant equipped with the exhaust air reflux control means which controls said amount accommodation means of exhaust air reflux said fuel-injection control means When engine operational status shifts to another side from one side of said 1st and 2nd operational status The combustion control system of the diesel power plant characterized by being what the stage as the expansion line of a gas column is made to inject a fuel by said fuel injection valve, and made into the 3rd combustion condition with more rates of premixed combustion than the rate of diffusive burning.

[Claim 2] It is the combustion control system of the diesel power plant characterized by being constituted so that fuel injection timing may be controlled to a lag side rather than the time of the 2nd combustion condition when a fuel-injection control means changes an engine into the 3rd combustion condition in claim 1.

[Claim 3] It is the combustion control system of the diesel power plant characterized by being constituted so that fuel injection timing may be controlled based on the presumed result of the EGR value by said EGR presumption means when it has an EGR presumption means to presume an engine actual EGR value, in claim 1 or either of 2 and a fuel-injection control means changes an engine into the 3rd combustion condition at least.

[Claim 4] It is the combustion control system of the diesel power plant characterized by being constituted so that there are many rates of the reflux exhaust air of fuel injection timing under inhalation of air and it may control to a tooth-lead-angle side when a fuel-injection control means changes an engine into the 3rd combustion condition in claim 3.

[Claim 5] It is the combustion control system of the diesel power plant which is equipped with a target set torque means to set up engine target torque, in claim 1, and is characterized by constituting the fuel-injection control means so that fuel oil consumption may be controlled according to the set point by said target set torque means.

[Claim 6] A fuel-injection control means is the combustion control system of the diesel power plant characterized by being what controls the fuel oil consumption at the time of the 3rd combustion condition to increase more than the 2nd combustion condition in case an engine combustion condition switches from one side of the 2nd and 3rd combustion condition to another side in claim 5.

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

## DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] Especially this invention belongs to technical fields, such as transitional fuel-injection control when switching an engine combustion condition, about the combustion control system of a direct fuel-injection diesel engine.

[0002]

[Description of the Prior Art] He injects a fuel to the combustion chamber of elevated-temperature high pressure near the compression top dead center of a gas column, and is trying to make it burn with autohesion fire in a direct fuel-injection diesel engine generally. While it goes on while the fuel injected by the combustion chamber is divided in a detailed drop by the collision with the air of high density at this time (atomization), and forming the approximate circle drill-like fuel spray Surrounding air is involved in the Lord of the fuel spray by the tip and periphery side, gaseous mixture is formed, evaporating from the front face of that fuel drop, and combustion is started in the place where the concentration and temperature of this gaseous mixture changed into the condition required for ignition (premixed combustion). And the part which made it such and started ignition, i.e., combustion, serves as a nucleus, and it is thought that diffusive burning is carried out, involving in surrounding fuel vapor and air.

[0003] In combustion (only henceforth diesel combustion) of such a usual diesel power plant, although most fuels will carry out diffusive burning following early premixed combustion, in this case, in the part near 1, nitrogen oxides (NOx) will be generated for an excess air factor  $\lambda$  in connection with rapid heat release in the fuel spray with heterogeneous concentration (gaseous mixture), and, therefore, soot will be generated by the rich part of a fuel insufficient [ oxygen ]. What is made for a part of exhaust air to flow back to inhalation of air about this point in order to reduce NOx and soot (it is only called EGR below Exhaust Gasrecirculation:), and heightening the injection pressure of a fuel are performed from the former.

[0004] Since the oxygen under inhalation of air will decrease while combustion temperature will fall and generation of NOx will be suppressed, if inactive exhaust air is made to flow back in an inhalation-of-air system by EGR such, a lot of EGR(s) result in promoting generation of soot. Moreover, although generation of soot is controlled since heightening fuel injection pressure enlarges the accomplishment force and it improves an air utilization rate while promoting the atomization of the fuel spray, NOx becomes the situation which is easy to generate rather. That is, it is difficult for the actual condition for reduction of NOx and reduction of soot to have the relation of a trade-off in diesel combustion, and to reduce both to coincidence.

[0005] on the other hand, the thing which the tooth lead angle of the fuel injection timing of a fuel is carried out sharply, and premixed combustion considers as a subject's combustion condition in recent years -- NOx and soot -- coincidence -- and the gestalt of the new combustion which boils markedly and can be reduced is proposed, and what is generally called premixing compression ignition combustion is well-known. While making a lot of exhaust air flow back by EGR, a fuel is injected by the compression stroke of a gas column, and it fully mixes with air, and he carries out autohesion fire of this premixed air to the end of a compression stroke, and is trying to burn it by the diesel power plant given in JP,2000-110669,A.

[0006] It is more desirable than the time of the diesel combustion which the exhaust air made to flow back during inhalation of air by EGR mentioned above comparatively (EGR rate) such at the time of premixed combustion (\*\*\*\*\* compression ignition combustion) to make it high one step. That is, large

exhaust air of heat capacity is made intermingled so much during inhalation of air compared with air, ignition-delay time amount can be extended and the ignition timing of premixed air can be controlled by reducing the fuel in premixed air, and the consistency of oxygen near the compression top dead center (TDC). And since exhaust air inactive around a fuel and oxygen in the premixed air will distribute to abbreviation homogeneity and this will absorb heat of combustion, generation of NOx is controlled sharply.

[0007] However, since I hear that the amount of increase [ by EGR / the reflux rate of exhaust air under inhalation of air ] of the part and air decreases, it is thought that it is difficult to realize premixing compression ignition combustion by the engine heavy load side. For this reason, he is trying to control below to the 2nd set point smaller than said 1st set point that he is trying to make it inject near the TDC so that the injection mode of a fuel may be switched in a operating range by the side of a heavy load while considering as premixing compression ignition combustion like the above by the operating range by the side of low loading conventionally and controlling beyond the 1st set point with a comparatively high EGR rate in this case, and it may become diesel combustion, and an EGR rate should avoid increase of soot in this case.

[0008]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, when an engine combustion gestalt is switched between premixing compression ignition combustion and diesel combustion like the above, there is a problem of the condition of exhaust air getting worse transitionally, or generating the loud noise, in the case of the change. Namely, although the amount of reflux of exhaust air by EGR is decreased and an EGR rate changes into the condition of the 2nd less than set point from the condition of the 1st more than set point for example, when switching to diesel combustion from premixing compression ignition combustion Since a certain amount of time amount to accommodation of this amount of exhaust air reflux is the need, if only the injection mode of a fuel is immediately switched to injection near the TDC for diesel combustion, combustion whose diffusive burning is a subject will be performed in the excessive condition of an EGR rate, and generation of soot increases remarkably.

[0009] Moreover, if only a fuel-injection mode is switched to early injection in the condition which is not high enough when switching to premixing compression ignition combustion from diesel combustion on the contrary, while the premixed air formed in the combustion chamber will light all at once to \*\*\*\*\* timing and a combustion noise will become very large, the amount of generation of NOx will increase rapidly and the amount of generation of soot will also increase further.

[0010] The subject 1st combustion condition ( for example , premixing compression ignition combustion ) and diffusive burning be for a premixed combustion rate to elaborate the procedure of fuel injection control to the Lord in the case of the change , and prevent aggravation of a transitional exhaust air condition , and generating of the noise in the diesel power plant switched to either of a subject 2nd combustion condition ( for example , diesel combustion ) the place which this invention be make in view of this point , and make into the purpose .

[0011]

[Means for Solving the Problem] In order to attain the aforementioned purpose, in this invention, the operational status of a diesel power plant relatively The 1st combustion condition with many [ the reflux rate of exhaust air is high and ] premixed combustion rates, When the reflux rate of exhaust air shifted to another side relatively from the 2nd combustion condition with many [ it is low and ] diffusive-burning rates, and one side of \*\*, it was made to make fuel injection timing by considering as the timing as the expansion line of a gas column into the 3rd combustion condition with many rates of premixed combustion.

[0012] The fuel injection valve which attends the combustion chamber in an engine gas column by invention of claim 1 concretely, An amount accommodation means of exhaust air reflux to adjust the amount of reflux of the exhaust air to the combustion chamber, and when an engine is the 1st operational status, the inhalation-of-air line of a gas column makes a fuel inject by the compression stroke at least by said fuel injection valve. While considering as the 1st combustion condition with more rates of premixed combustion than the rate of diffusive burning, so that it may be in the 2nd combustion condition with more rates of diffusive burning than the rate of premixed combustion at the time of the 2nd operational status The fuel-injection control means which makes a fuel inject near the compression top dead center at least, When an engine is said 1st operational status, while the EGR value about the amount of reflux of exhaust air becomes beyond the 1st set point It is premised on the combustion control system of the diesel power plant equipped with the exhaust air reflux control means which controls said amount accommodation means of exhaust air reflux so that said EGR value

turns into below the 2nd set point fewer than said 1st set point at the time of the 2nd operational status. And when engine operational status shifts to another side from one side of said 1st and 2nd operational status, said fuel-injection control means makes the stage as the expansion line of a gas column inject a fuel by said fuel injection valve, and is considered as the configuration made into the 3rd combustion condition with more rates of premixed combustion than the rate of diffusive burning.

[0013] When an engine is the 1st operational status first by the aforementioned configuration, it will be in a condition (the EGR value  $\geq$  1st set point) with more [ a fuel / while the inhalation-of-air line of a gas column is injected by the compression stroke at least ] reflux rates of exhaust air by control of the amount accommodation means of exhaust air reflux by the exhaust air reflux control means than predetermined by control of the fuel injection valve by the fuel-injection control means. By this, the fuel injected at an early stage by the combustion chamber in a gas column distributes comparatively widely in the combustion chamber concerned, and it fully mixes with air and reflux exhaust air, and the high gaseous mixture of a homogeneity degree is formed, and this carries out autohesion fire in the end of a compression stroke, and will be in the 1st combustion condition with many rates of premixed combustion relatively. There is very little generation of NOx or soot in this combustion condition.

[0014] On the other hand, when an engine is the 2nd operational status, a fuel is injected near the compression top dead center of a gas column at least, and will be in the 2nd combustion condition with many rates of diffusive burning relatively. Under the present circumstances, by reflux of the exhaust air to inhalation of air, while NOx and soot are reduced to some extent, (the EGR value  $\leq$  2nd set point), and the amount of supply of air are secured by the reflux rate of exhaust air being made below predetermined, and sufficient output comes to be obtained.

[0015] Furthermore, when engine operational status shifts to another side from one side of said 1st and 2nd operational status, a fuel is injected by control of the fuel injection valve by said fuel-injection control means at the stage as the expansion line of a gas column. That is, since the volume of a combustion chamber increases with the descent from the top dead center of a piston like the expansion line of a gas column and the temperature and pressure decline, the ignition-delay time amount of a fuel becomes long, so that fuel injection timing of a fuel separates from a top dead center, and the rate of premixed combustion increases. Therefore, if fuel injection timing is set to a lag side so that a fuel can fully be mixed with inhalation of air in the range from which a flame failure is not caused, premixed combustion can suppress generation of NOx or soot as well as said 1st combustion as a subject's combustion (3rd combustion condition). Moreover, there is also no possibility that an excessive combustion noise may occur by premature ignition.

[0016] In addition, said disagreeable \*\*\*\*\* to which cycle efficiency falls to and fuel consumption gets worse since combustion will begin behind a compression top dead center in the state of the 3rd combustion. Then, only when it is in the predetermined range in which it never changes into the 3rd combustion condition, for example, especially generation of soot prospers while an EGR value is in the middle value of the 1st and 2nd set points, when engine operational status shifts between the 1st and 2nd operational status, it may be made to change into the 3rd combustion condition.

[0017] As a fuel-injection control means, when changing an engine into the 3rd combustion condition, fuel injection timing shall be controlled by invention of claim 2 to a lag side rather than the time of the 2nd combustion condition. Since it becomes less than the time of the rate of diffusive burning of the fuel spray being in the 2nd combustion condition in the 3rd combustion condition in this, the operation effectiveness of invention of claim 1 is acquired more certainly.

[0018] It has an EGR presumption means to presume an engine actual EGR value, and a fuel-injection control means shall control fuel injection timing by invention of claim 3 based on the presumed result of the EGR value by said EGR presumption means, when changing an engine into the 3rd combustion condition at least.

[0019] When changing an engine into the 3rd combustion condition, based on the presumed result by the EGR presumption means, fuel injection timing can be correctly controlled by this to correspond to change of the actual exhaust air reflux condition in an engine gas column internal combustion glow room. Therefore, claim 1 or the operation effectiveness of invention of two is fully acquired.

[0020] As a fuel-injection control means in invention of claim 3, when changing an engine into the 3rd combustion condition, it shall control by invention of claim 4 to a tooth-lead-angle side, so that there are many rates of the reflux exhaust air of fuel injection timing under inhalation of air.

[0021] That is, although it is easy to cause a flame failure in the 3rd combustion condition which injects a fuel like the expansion line of a gas column when there are many rates of reflux exhaust air, by controlling fuel injection timing to a tooth-lead-angle side, so that there are many rates of reflux

exhaust air, preventing a flame failure, it becomes possible to carry out the lag of the fuel injection timing to the maximum, and optimization of fuel-injection-timing control is attained.

[0022] It shall have a target set torque means to set up engine target torque, and a fuel-injection control means shall control fuel oil consumption by invention of claim 5 according to the set point by said target set torque means. By fuel oil consumption being controlled by this to correspond to engine target torque, even if an engine combustion condition changes, fluctuation of torque is controlled.

[0023] That is, as mentioned above, when an engine is in the 3rd combustion condition, cycle efficiency becomes low rather than the time of the 2nd combustion condition, but in case an engine combustion condition switches from one side of the 2nd and 3rd combustion condition to another side, fluctuation of torque is controlled by being controlled by said fuel-injection control means so that the fuel oil consumption at the time of the 3rd combustion condition increases more than the 2nd combustion condition (invention of claim 6).

[0024]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the operation gestalt of this invention is explained based on a drawing.

[0025] (Whole configuration) Drawing 1 shows an example of the combustion control system A of the diesel power plant concerning the operation gestalt of this invention, and 1 is the diesel power plant carried in the car. This engine 1 has two or more gas columns 2 and 2 and -- (one is illustrated), the piston 3 is fitted in possible [ reciprocation ] into each of that gas column 2, and the combustion chamber 4 is divided in each gas column 2 with this piston 3. Moreover, the injector 5 (fuel injection valve) is arranged in the head-lining section of a combustion chamber 4, and a high-pressure fuel is directly injected from the nozzle hole of the point to a combustion chamber 4. On the other hand, the end face section of the injector 5 for every gas column 2 is connected to the common fuel distribution tube 6 (common rail) by branch pipes 6a and 6a and -- (one is illustrated), respectively. The fuel feeding pipe 8 connects with the high-pressure-distribution pump 9, this common rail 6 is stored in the high-pressure condition so that the fuel supplied from this high-pressure-distribution pump 9 can be supplied to said injectors 5 and 5 and -- to the timing of arbitration, and the fuel-pressure sensor 7 for detecting the fuel pressure (common-rail-pressure force) of that interior is arranged.

[0026] While connecting with the fuel-supply system which is not illustrated, drive connection is carried out with the belt with a gear tooth etc. at the crankshaft 10, and said high-pressure-distribution pump 9 adjusts the amount of supply of the fuel to a common rail 6 by returning a part of the fuel to a fuel-supply system through a solenoid valve while feeding a fuel to a common rail 6. Fuel pressure is controlled by the predetermined value corresponding to the operational status of an engine 1 by controlling the opening of this solenoid valve by ECU40 (after-mentioned) according to the detection value by said fuel-pressure sensor 7.

[0027] Moreover, although not illustrated in the upper part of an engine 1, while the valve gear which makes an inlet valve and an exhaust valve open and close, respectively is arranged, the crank angle sensor 11 which detects angle of rotation of a crankshaft 10, and the engine water temperature sensor 13 which detects the temperature of cooling water are formed in the lower part of an engine 1. the electromagnetism arranged so that it may carry out phase opposite at the plate for [ detected ] prepared in the crankshaft edge, and its periphery, although said crank angle sensor 11 is not illustrated for details -- it consists of pickup, and a pulse signal is outputted whenever the height which covered the periphery section perimeter of said plate for [ detected ], and was formed at equal intervals passes.

[0028] The inhalation-of-air path 16 for supplying the air (new mind) filtered with the air cleaner 15 to the combustion chamber 4 of each gas column 2 to the side face by the side of one of an engine 1 (right-hand side of drawing) is connected. A surge tank 17 is formed in the down-stream edge of this inhalation-of-air path 16, and while each path which branched from this surge tank 17 is open for free passage to the combustion chamber 4 of each gas column 2 with the suction port, respectively, the intake-pressure sensor 18 which detects the pressure condition of inhalation of air is formed in the surge tank 17.

[0029] Moreover, the inhalation-of-air throttle valve 22 which serves as the hot-film type intake air flow sensor 19 which detects the flow rate of the air inhaled from the outside to an engine 1 in order, the compressor 20 which drives in the below-mentioned turbine 27 and compresses inhalation of air, and the intercooler 21 which cools the inhalation of air compressed by this compressor 20 from a butterfly valve toward the upstream to the downstream is formed in said inhalation-of-air path 16. A valve stem rotates with a stepping motor 23, and is made into the condition of the arbitration of a

before [ from a close by-pass bulb completely / full open ], and also in the state of the close by-pass bulb completely, between the inhalation-of-air throttle valve 22 and the peripheral wall of the inhalation-of-air path 16, this inhalation-of-air throttle valve 22 is constituted so that only the gap where air flows may remain.

[0030] On the other hand, the flueway 26 is connected to the side face of the opposite side (left-hand side of drawing) of an engine 1 so that combustion gas (exhaust air) may be discharged from the combustion chamber 4 of each gas column 2, respectively. The upper edge of this flueway 26 branches every gas column 2, it is the exhaust manifold which is open for free passage to a combustion chamber 4 with an exhaust air port, respectively, and linear O2 sensor 29 which detects the oxygen density under exhaust air, the turbine 27 rotated in response to an exhaust stream, and the catalytic converter 28 which can purify the injurious ingredients under exhaust air (HC, CO, NOx, soot, etc.) are arranged in the down-stream flueway 26 in order toward the downstream from the upstream rather than this exhaust manifold.

[0031] The turbosupercharger 30 which consists of said turbine 27 and compressor 20 of the inhalation-of-air path 16 It is the adjustable turbo (it is called Following VGT) to a turbine 27 to which it was made to change the path cross-sectional area of exhaust air by the flaps 31 and 31 of working, and --. Said flaps 31 and 31 and -- are that the magnitude of the negative pressure which drive connection is carried out at diaphragm 32, and acts on the diaphragm 32 is adjusted by the solenoid valve 33 for negative pressure control through the link mechanism which is not illustrated respectively. These flaps 31 and 31 and the rotation location of -- are adjusted. In addition, a turbosupercharger may not be an adjustable turbo.

[0032] The upper edge of the exhaust air reflux path (henceforth an EGR path) 34 for making a part of exhaust air flow back to an inspired air flow path is connected to said flueway 26 so that the part of the exhaust air upstream may be attended and opening may be carried out rather than a turbine 27. It connects with the inhalation-of-air throttle valve 22 and the inhalation-of-air path 16 between surge tanks 17, and the down-stream edge of this EGR path 34 makes a part of exhaust air taken out from the flueway 26 flow back to the inhalation-of-air path 16. Moreover, EGR cooler 37 (cooling means) for cooling the exhaust air which circulates the interior in the middle of the EGR path 34, and the amount control valve 35 of exhaust air reflux (henceforth an EGR valve) in which opening accommodation is possible are arranged. This EGR valve 35 is the thing of for example, a negative pressure corresponding movement type, like said flaps 31 and 31 of VGT30, and --, by adjusting the magnitude of the negative pressure to diaphragm by the solenoid valve 36, adjusts the cross section of the EGR path 34 to a linear, and adjusts the flow rate of the exhaust air which flows back to the inhalation-of-air path 16.

[0033] And said each injector 5, the high-pressure-distribution pump 9, the inhalation-of-air throttle valve 22, VGT30, and EGR valve 35 grade all operate in response to the control signal from a control unit (Electronic Control Unit: call it Following ECU) 40. On the other hand, the output signal from said fuel-pressure sensor 7, the crank angle sensor 11, the engine water temperature sensor 13, the intake-pressure sensor 18, an intake air flow sensor 19, and linear O2 sensor 29 grade is inputted into this ECU40, respectively, and the output signal from the accelerator opening sensor 39 which the accelerator pedal which is not illustrated steps on and detects a control input (accelerator opening) is further inputted into it.

[0034] (Outline of an engine combustion control) Fundamental control of the engine 1 by said ECU40 controls fuel pressure, i.e., the injection pressure of \*\*\*\*, by actuation control of the high-pressure-distribution pump 9 while it mainly determines fundamental target fuel oil consumption based on accelerator opening and controls the injection quantity and fuel injection timing of a fuel by actuation control of an injector 5. Moreover, the reflux rate of the exhaust air to a combustion chamber 4 is controlled by control of the opening of the inhalation-of-air throttle valve 22 or the EGR valve 35, and the supercharge effectiveness of inhalation of air is further raised by the flaps 31 and 31 of VGT30, and actuation control (VGT control) of --.

[0035] As shown in the control map (combustion mode map) of drawing 2, relatively of all the operating range between \*\* of an engine 1 specifically to a low loading side The premixed combustion field (H) is set up (the 1st operational status). Here Drawing 3 (a) He is trying to make it burn with autohesion fire, after making the fuel inject from the compression stroke middle of a gas column 2 to an anaphase with an injector 5 and forming the most homogeneous beforehand possible gaseous mixture, as typically shown in - (c). after such a combustion gestalt was conventionally called premixing compression ignition combustion, it set up fuel injection timing of the fuel appropriately when there was not not much much fuel oil consumption per 1 cycle of a gas column, and distributing the

fuel widely moderately and fully mixing with air -- the most -- abbreviation -- autohesion fire is carried out after the same ignition-delay passage of time, and it is made to burn all at once That is, premixing compression ignition combustion is in the 1st combustion condition with more rates of premixed combustion than the rate of diffusive burning.

[0036] In addition, as shown in drawing 3 (a), it may be made to perform injection of the fuel by said injector 5 at once, or as shown in this drawing (b) and (c), it may be made to perform it by dividing into multiple times. When a gaseous pressure and a gaseous consistency condition inject a fuel to the low combustion chamber 4 from the compression stroke middle of a gas column 2 to an anaphase near the compression top dead center, it is for avoiding that the accomplishment force of the fuel spray becomes strong too much, therefore it is so desirable that this has much fuel oil consumption to increase the count (number of fractionation) of fuel injection.

[0037] The EGR valve 35 of the EGR path 34 is opened greatly relatively, and it is made to make a lot of exhaust air flow back to the inhalation-of-air path 16 in the case of said premixing compression ignition combustion. Since large exhaust air of heat capacity will be mixed so much by new mind, i.e., the new air supplied from the outside, with inactive and the drop and steam of a fuel will be mixed to this by carrying out like this, while the heat capacity of premixed air itself becomes large, the fuel in it and the consistency of oxygen become comparatively low. It can be made to be able to light to the optimal timing near the compression top dead center (TDC), and can be made to burn, after extending ignition-delay time amount and fully mixing air, exhaust air, and a fuel by this.

[0038] Concretely, the graph shown in drawing 4 is the experimental result which showed how the pattern of heat release would change according to an EGR rate (reflux exhaust air to the new mind under inhalation of air comparatively), when injecting a fuel to the predetermined crank angle (for example, BTDC30°CA) in front of a compression top dead center (BTDC) and carrying out premixing compression ignition combustion in the low loading region of an engine 1. As an imaginary line shows to this drawing, when an EGR rate is low, autohesion fire of the fuel is considerably carried out by the tooth-lead-angle side, and it serves as a pattern of \*\*\*\*\* heat release with low cycle efficiency from TDC. It turns out that the peak of heat release becomes Abbreviation TDC when an EGR rate is 55% of abbreviation, as an EGR rate takes for becoming high on the other hand, the timing of autohesion fire moves to a lag side gradually and a continuous line shows to drawing, and it becomes a heat release pattern high [ of cycle efficiency ] that the peak of heat release has become quite high when an EGR rate is low according to [ again ] the graph of said drawing 4 , and it is intense combustion high [ of the rate of combustion ]. Generation of NOx accompanying combustion prospers at this time, and a very loud combustion noise occurs. On the other hand, an EGR rate takes for becoming high, the standup of heat release becomes gradually loose and the peak also falls. this -- like the above -- gaseous mixture -- it is thought that only the part by which a lot of exhaust air is included in inside is depended on that the consistency of a fuel and oxygen becomes low and heat of combustion being absorbed by the exhaust air. And in the state of moderate low-temperature combustion of heat release, generation of NOx is controlled sharply such.

[0039] Concretely, the graph shown in drawing 5 shows change of the excess air factor  $\lambda$  of the combustion chamber 4 to change of an EGR rate, NOx under exhaust air, and the concentration of soot in the aforementioned experiment, and according to this drawing (a) An excess air factor  $\lambda$  becomes small gradually as an excess air factor  $\lambda$  is as large as  $\lambda \times 2.7$  and an EGR rate becomes large, when an EGR rate is 0% in this experiment condition, and when an EGR rate is 55 - 60% of abbreviation, it is abbreviation  $\lambda = 1$ . That is, although the reflux rate of exhaust air takes for increasing and the average rate  $\lambda$  of hyperoxia of gaseous mixture approaches 1, even if the ratio of a fuel and oxygen is abbreviation  $\lambda = 1$ , a lot of exhaust air will exist in those perimeters, and the consistency of a fuel or oxygen itself will not be so high. The concentration of NOx under exhaust air is decreasing uniformly with increase of an EGR rate, and an EGR rate stops therefore, almost generating NOx at 45% or more, as shown in drawing (b).

[0040] On the other hand, about generation of soot, as shown in this drawing (c), if soot is hardly seen for an EGR rate at 0 - 30% of abbreviation but an EGR rate exceeds 30% of abbreviation, the concentration of soot will increase rapidly, but if an EGR rate exceeds 50% of abbreviation, it will decrease again, and if an EGR rate becomes 55% or more of abbreviation, it will become abbreviation 0. First this as well as diesel combustion general when an EGR rate is low It will be in a combustion condition (2nd combustion condition) with many rates of diffusive burning from the rate of premixed combustion. And although soot is hardly generated from oxygen existing superfluously to a fuel during inhalation of air also in the case of intense combustion, when an EGR rate increases and the oxygen

under inhalation of air decreases, I hear that the condition of diffusive burning gets worse and the amount of generation of soot increases rapidly, and it is. On the other hand, if an EGR rate becomes 55% or more of abbreviation, as mentioned above, after new mind, exhaust air, and a fuel are fully mixed, it will come to burn, and it will be thought at this time that soot is hardly generated.

[0041] As mentioned above, the predetermined value which controlled the opening of the EGR valve 35 and set up the EGR rate beforehand in short while injecting the fuel at an early stage comparatively with this operation gestalt, when an engine 1 was in the premixed combustion field by the side of low loading (H) (the 1st set point: although it is about 55% of abbreviation in the aforementioned example of an experiment) It is considering as the above with desirable generally setting it as abbreviation 50 – about 60% of abbreviation, and the premixed combustion which NOx and soot hardly generate realizes a subject's low-temperature combustion.

[0042] On the other hand, as shown in the control map of said drawing 2, in a operating range (D) and the (2nd operational status) by the side of high speeds other than a premixed combustion field (H) thru/or a heavy load, it is made to perform general diesel combustion with more rates of diffusive burning of gaseous mixture than the rate of premixed combustion. That is, as shown in drawing 3 (d), a fuel is made to mainly inject near the TDC of a gas column 2 with an injector 5, and it is made to carry out diffusive burning of a great portion of gaseous mixture following early premixed combustion (although this operating range (D) is called diffusive-burning field, you may make it inject [ except near the compression top dead center of a gas column 2 ] a fuel by this operating range hereafter).

[0043] If the opening of the EGR valve 35 is measured against the above mentioned premixed combustion field (H), it will be made small, and it is made for an EGR rate to become below the predetermined value (the 2nd set point) set up beforehand in that case. As it is the range from which, as for this value, diffusive burning does not cause increase of soot in a subject's general diesel combustion, it is set up so that generation of NOx may be controlled as much as possible, and an example is specifically shown in the graph of drawing 6, as for the upper limit of the EGR rate in a diffusive-burning field (D), it is desirable to set it as the range of abbreviation 30 – 40% of abbreviation. Moreover, since an EGR rate becomes low like a heavy load side since it is necessary to secure the amount of supply of the new mind to a gas column 2 so that the load of an engine 1 becomes high, and the charge pressure of the inhalation of air by the turbosupercharger 30 moreover becomes high by the high-speed thru/or heavy load side, reflux of exhaust air is not performed substantially.

[0044] By the way, when the combustion condition of an engine 1 is switched like the above, there is a possibility that problems, such as aggravation of an exhaust air condition, may arise transitionally, in the case of the change. Namely, if change of the concentration of the soot to change of an EGR rate is seen in the time of premixing compression ignition combustion and diesel combustion, respectively as typically shown in drawing 7 for example, when an engine 1 shifts to a diffusive-burning field (D) from a premixed combustion field (H) While switching the injection mode of the fuel by the injector 5 to injection (diesel combustion) near the TDC from early injection (premixing compression ignition combustion), the opening of the EGR valve 35 is changed and an EGR rate shifts to the condition of the 2nd less than set point from said condition of the 1st more than set point. Namely, although it shifts to the condition of the diesel combustion shown with a broken line from the condition of the premixing compression ignition combustion (it is written as premixed combustion in drawing) shown as a continuous line in this drawing (a) Under the present circumstances, since a certain amount of time amount is needed for change of the amount of reflux of exhaust air, supposing it switches only the injection mode of a fuel to injection near the TDC immediately Diffusive burning will switch to a subject's diesel combustion in the excessive condition of an EGR rate, and as the arrow head of a thick wire shows to drawing, generation of soot will increase remarkably.

[0045] Moreover, although it shifts to the condition (a continuous line shows) of premixing compression ignition combustion from the condition (a broken line shows) of diesel combustion on the contrary as an arrow head shows to this drawing (b) when shifting to a premixed combustion field (H) from a diffusive-burning field (D) Supposing it switches only the injection mode of a fuel to early injection from injection near the TDC immediately at this time Since it will switch to premixing compression ignition combustion in the condition with the inadequate rate of the reflux exhaust air under inhalation of air, while a very (refer to drawing 4) loud combustion noise occurs by rapid combustion by the premature ignition of premixed air, the amount of generation of NOx will increase rapidly, and the amount of generation of soot will also increase.

[0046] When the operational status of an engine 1 shifted between a premixed combustion field (H) and a diffusive-burning field (D) as a description part of this invention in the combustion control system A

of this operation gestalt to such a problem, it was made to make an engine 1 into the 3rd different combustion condition from both premixing compression ignition combustion and diesel combustion that the aggravation of a transitional exhaust air condition and generating of the noise like the above should be prevent.

[0047] When an engine 1 shifts to another side from either a premixed combustion field (H) or a diffusive-burning field (D), like \*\*\*\*, by control of the opening of the EGR valve 35, the amount of reflux of exhaust air is changed, an EGR rate changes by this, and, specifically, it becomes a small and larger value than the 2nd set point from the 1st set point transitionally. At this time, fuel injection timing of the fuel by the injector 5 of each gas column 2 is controlled as much as possible by both premixing compression ignition combustion and diesel combustion at a lag side in the range from which it sets like the expansion line of a gas column 2, and a flame failure is not caused in the predetermined range (it sets, for example to drawing 7 (a), and EGR rate EGR is the range of EGR1-EGR2) in which the concentration of soot becomes high.

[0048] That is, like the expansion line of the gas column 2 of an engine 1, since combustion chamber 4 volume increases with downward migration of a piston 3 and the temperature and pressure decline, ignition-delay time amount becomes long, so that fuel injection timing carries out a lag. For this reason, since most fuel spray is fully mixed with inhalation of air (air and reflux exhaust air) between long ignition-delay periods, it can be made to burn, if it is made to carry out a lag as much as possible in the range which does not become so since a fuel will be discharged, without resulting in ignition (flame failure), if the lag of the fuel injection timing is carried out too much.

[0049] The property of the heat rate in such a 3rd combustion condition is shown in the graph of drawing 8 as contrasted with general diesel combustion. First, when the overall configuration of the graph of a heat rate is seen, in the state of the 3rd combustion shown in drawing as a continuous line, there is such no distinction to the section of the combustion with the first stage rapid at the general time of diesel combustion (premixed combustion) which shows in drawing with a broken line, and the section of the loose combustion (diffusive burning) following it being distinguished. Moreover, in the state of the 3rd combustion, the standup of the graph immediately after initiation of heat release is loose, and it turns out that it is slow combustion. That is, in the state of the 3rd combustion, the fuel is premixed combustion loose as a whole, and NOx under exhaust air and the concentration of soot are considered to become very low like premixing compression ignition combustion.

[0050] That is, in order for the reflux rate of the exhaust air in the combustion chamber 4 in a gas column 2 to be premixing compression ignition combustion, when many [ for on the other hand considering as diesel combustion / while switching the combustion condition of an engine 1 / it is too few and / too ], generation of NOx or soot can fully be reduced by making an engine 1 into said 3rd combustion condition. Moreover, at this time, there is also no possibility that an excessive combustion noise may occur by the premature ignition of premixed air.

[0051] In addition, two predetermined values EGR1 and EGR2 of EGR rate EGR shown in said drawing 7 (a) When the range where the concentration of soot becomes high by both premixing compression ignition combustion and diesel combustion like the above is divided and an engine 1 shifts to a diffusive-burning field (D) from a premixed combustion field (H), respectively Since it becomes the criteria switched to a diesel combustion condition from the 3rd combustion condition from the condition of premixing compression ignition combustion again at the 3rd combustion condition, it will be hereafter called a change-over EGR rate. Similarly, two predetermined values EGR3 and EGR4 of EGR rate EGR shown in drawing 7 (b) are values of a change-over EGR rate, respectively, when an engine 1 shifts to a premixed combustion field (H) from a diffusive-burning field (D). Moreover, although the value (EGR1, and EGR3, EGR2 and EGR4) of the change-over EGR rate which corresponds mutually is for that only a few differ preventing hunting, it is also possible respectively to be referred to as EGR1=EGR3 and EGR2=EGR4.

[0052] (Fuel-injection control) Below, the concrete control procedure of the injector 5 by said ECU40 is based and explained in the flow chart Fig. of drawing 9 and drawing 10. First, in the step SA 1 after the start of the flow shown in drawing 9, the value of the various flags which input the signal from the fuel-pressure sensor 7, the signal from the crank angle sensor 11, the signal from the intake-pressure sensor 18, the signal from an intake air flow sensor 19, the signal from linear O2 sensor 29, the signal from the accelerator opening sensor 39, etc. (data input), and are memorized by the memory of ECU40 at least is read. Then, in a step SA 2, based on the engine speed ne and the accelerator opening Acc for which it asked from the crank angle signal, the target torque Trq of an engine 1 is read from a target torque map, and is set up. This target torque map is beforehand set up experimentally in quest

of the optimal value corresponding to the accelerator opening  $Acc$  and an engine speed  $ne$ , and it stores in the memory of ECU40 electronically, and the target torque  $Trq$  is large, so that an engine speed  $ne$  is so high that the accelerator opening  $Acc$  is large, as an example is shown in drawing 11 (a).

[0053] Then, in a step SA 3, the combustion mode of an engine 1 is judged with reference to a combustion mode map (refer to drawing 2 ). That is, it judges whether an engine 1 is in a premixed combustion field (H) based on the target torque  $Trq$  and an engine speed  $ne$ , and if this judgment diffusive-burning field (D) Becomes by NO, while progressing to the below-mentioned step SA 8, it judges whether when the judgment became YES, it progressed to a step SA 4, and in the last control cycle, the engine 1 suited the diffusive-burning field (D) this time. This judgment updates the value of the flag with which a operating range is expressed according to the judgment result in the step SA 3 of the last control cycle, memorizes this in the memory of ECU40, and should just judge it based on the value of that flag. And if a judgment is YES, since it is at the shift time to a premixed combustion field (H) from a diffusive-burning field (D), it progresses to a step SA 5, and the shift flag FH will be set, and it will progress to a step (FH<-1) SA 6, and will progress to the step SB 7 of drawing 10 which mentions the value of change-over EGR rate  $EGR*1$  and  $EGR*2$  later as predetermined values  $EGR3$  and  $EGR4$ , respectively here.

[0054] Moreover, early injection of the fuel is carried out with an injector 5 so that it may progress to steps SB1-SB6 of the flow shown in drawing 10 if a judgment is NO while progressing to said step SA 6, if it will progress to a step SA 7 if the judgment of said step SA 4 is NO, and said shift flag FH judges whether it is ON (FH=1?) and a judgment becomes YES and may be in a premixing compression ignition combustion condition. That is, the basic fuel injection timing  $ITHb$  (crank angle location which the needle valve of an injector 5 opens) is read from a fuel-injection-timing map as first read the basic injection quantity  $QHb$  from the premixed combustion field (H) of an injection-quantity map as shown in drawing 11 (b) in a step SB 1 based on the target torque  $Trq$  and an engine speed  $ne$  and similarly shown in this drawing (c). Said injection-quantity map and fuel-injection-timing map are beforehand set up experimentally in quest of the optimal value corresponding to the target torque  $Trq$  and an engine speed  $ne$ , it stores in the memory of ECU40 electronically, and the value of the basic injection quantity  $QHb$  in said injection-quantity map is so large that an engine speed  $ne$  is so high that the accelerator opening  $Acc$  is large in a premixed combustion field (H).

[0055] Moreover, it is on the tooth-lead-angle side, so that an engine speed  $ne$  is so high that the accelerator opening  $Acc$  is large in a premixed combustion field (H) in said fuel-injection-timing map, in the value of the basic fuel injection timing  $ITHb$ , most fuel spray matches with fuel oil consumption or fuel pressure in the predetermined crank angle range (for example, BTDC90° - 30-degreeCA) in the compression stroke of a gas column 2 so that it may burn, after fully being mixed with air, and it is set up.

[0056] Then, in a step SB 2, the correction factor  $c1$  of fuel injection timing is read from an amendment table. in order to amend the fuel injection timing to a combustion chamber 4 boiled and depended on an injector 5 based on the reflux condition of exhaust air, this amendment table is set up so that it sets up experimentally in quest of the value of the optimal correction factor  $c1$  corresponding to an EGR rate beforehand, and it stores in the memory of ECU40 electronically, for example, an EGR rate is high and fuel injection timing may carry out a lag. And in a step SB 3, the amendment operation of fuel oil consumption or fuel injection timing is performed. This multiplies said basic fuel injection timing  $ITHb$  by said correction factor  $c1$ , and asks for the target fuel injection timing  $ITHt$  while it amends said basic fuel injection timing  $QHb$  according to engine water temperature, an intake pressure, etc. and calculates the target injection quantity  $QHT$ .

[0057] Then, in a step SB 4, the target injection quantity  $QHT$  and the target fuel injection timing  $ITHt$  will be set up, respectively, the shift flag FH is cleared in the continuing step SB 5 (FH<-0), in the continuing step SB 6, if said set-up fuel injection timing  $ITHt$  of the compression stroke of a gas column 2 comes every gas column 2 of an engine 1, injection actuation of the fuel by the injector 5 will be performed, and a return will be carried out to after an appropriate time.

[0058] That is, are judged with an engine 1 being in a premixed combustion field (H) based on the accelerator opening  $Acc$  and an engine speed  $ne$ , and he makes it light, after making the fuel inject at an early stage in the predetermined crank angle range of a compression stroke with the injector 5 for every gas column 2 and fully mixing with inhalation of air at this time, when it was not at the shift time from a diffusive-burning field (D), and is trying to make it burn (premixing compression ignition combustion).

[0059] It judges whether in the last control cycle, the engine 1 suited the premixed combustion field (H), and at the step SA 8 to which the engine 1 progressed by being judged with it being in a diffusive-burning field (D) in the step SA 3 of the flow of said drawing 9 on the other hand, if a judgment is YES, it progresses to a step SA 9, and after setting the shift flag FD ( $FD < -1$ ), it will progress to a step SA 10. And it progresses to said step SA 6 and the step SB 7 of drawing 10 which mentions the value of change-over EGR rate  $EGR*1$  and  $EGR*2$  later as predetermined values  $EGR1$  and  $EGR2$  similarly, respectively. On the other hand, if a judgment is NO in said step SA 8, it will progress to a step SA 11 and the shift flag FD will judge whether it is ON ( $FD = 1?$ ). If this judgment becomes YES, while progressing to said step SA 10, if a judgment is NO, it will progress to steps SB10-SB14 of the flow of drawing 10, and a fuel is made to inject near the TDC with an injector 5 so that it may be in a diesel combustion condition.

[0060] That is, first, at a step SB 10, based on the target torque  $Trq$  and an engine speed  $ne$ , the basic injection quantity  $QDb$  is read from the diffusive-burning field (D) of an injection-quantity map (refer to drawing 11 (b)), and the basic fuel injection timing  $ITDb$  is similarly read from the diffusive-burning field (D) in a fuel-injection-timing map (refer to this drawing (c)). The value of the basic injection quantity  $QDb$  in said injection-quantity map is set up so that it may become so large that an engine speed  $ne$  is so high that the accelerator opening  $Acc$  is large in a diffusive-burning field (D). Moreover, the termination stage (crank angle location which the needle valve of an injector 5 closes) of fuel injection turns into a predetermined stage after a compression top dead center, it matches and the value of the basic fuel injection timing  $ITDb$  in the diffusive-burning field (D) of said fuel-injection-timing map is set as fuel oil consumption or fuel pressure (common rail pressure) so that the fuel spray may carry out diffusive burning good.

[0061] Then, in a step SB 11, each correction factors  $c2$  and  $c3$  of the injection quantity and fuel injection timing are read from an amendment table. The time when an EGR rate is higher should just set up this amendment table so that the lag of the fuel injection timing may be carried out, while it sets up experimentally in quest of the optimum value of the correction factors  $c2$  and  $c3$  corresponding to an EGR rate beforehand, and it stores in the memory of ECU40 electronically, for example, decreasing the quantity of the injection quantity when an EGR rate is relatively high in order [ to a combustion chamber 4 ] to amend fuel oil consumption and fuel injection timing based on the reflux condition of exhaust air, respectively. Then, in a step SB 12, the amendment operation of fuel oil consumption or fuel injection timing is performed. This multiplies said basic fuel injection timing  $ITDb$  by said correction factor  $c3$ , and asks for the target fuel injection timing  $ITDt$  while it multiplies said basic fuel injection timing  $QDb$  by said correction factor  $c2$  and calculates the target injection quantity  $QDt$ .

[0062] And in a step SB 13, the target injection quantity  $QDt$  and the target fuel injection timing  $ITDt$  are set up, respectively, if the shift flag FD is cleared in the continuing step SB 14 ( $FD < -0$ ), it progresses to said step SB 6 and said set-up fuel injection timing  $ITDt$  of the compression stroke of a gas column 2 comes every gas column 2 of an engine 1, injection actuation of the fuel by the injector 5 will be performed, and a return will be carried out to after an appropriate time.

[0063] That is, he is trying to make a fuel inject with an injector 5 near the TDC so that it is judged with an engine 1 being in a diffusive-burning field (D) based on the accelerator opening  $Acc$  and an engine speed  $ne$ , and it may become general diesel combustion, if it is not at the shift time from a premixed combustion field (H). In addition, an injector 5 is made to open in fuel injection timing  $ITDt$  as an injection gestalt of the fuel in a diffusive-burning field (D), the fuel of the daily dose corresponding to fuel oil consumption  $QDt$  is put in block, and it may be made to make it inject, and a fuel is divided into multiple times and you may make it make it inject from a tooth-lead-angle side from the fuel injection timing  $ITDt$ . Moreover, you may make it inject a little fuel by addition like the expansion line of a gas column 2 in addition to them.

[0064] On the other hand, when an engine 1 shifts between a premixed combustion field (H) and a diffusive-burning field (D), an engine 1 is changed into the 3rd combustion condition which is not said premixing compression ignition combustion or diesel combustion transitionally, either. That is, in the step SB 7 of the flow of drawing 10, the actual EGR rate (real EGR rate  $EGR$ ) of an engine 1 is first presumed following either the step SA 6 of the flow of said drawing 9, or the step SA 10. What is necessary is just to make it presume by predetermined count as this presumed approach based on the inhalation air content calculated based on the signal from an intake air flow sensor 19, the oxygen density called for based on the signal from linear O2 sensor 29, and the target fuel oil consumption  $QHT$  and  $QDt$ , for example.

[0065] Then, in a step SB 8, it judges whether said real EGR rate  $EGR$  is larger than change-over EGR

rate  $EGR*1$ , and if it is YES in  $EGR > EGR*1$ , while progressing to said steps SB1-SB5 and considering as premixing compression ignition combustion, if it is NO in  $EGR \leq EGR*1$ , it will progress to a step SB 9 and real EGR rate EGR will judge shortly whether it is more than change-over EGR rate  $EGR*2$ . And if it is YES in  $EGR \geq EGR*2$ , while progressing to said steps SB10-SB14 and considering as diesel combustion, if it is NO in  $EGR < EGR*2$ , it will progress to steps SB15-SB18, and a fuel is made to inject like the expansion line of a gas column 2 with an injector 5 so that it may be in the 3rd combustion condition.

[0066] That is, at a step SB 15, the basic fuel injection timing ITkb is first read from the fuel-injection-timing map at the time of shift as read the basic injection quantity QKb from the injection-quantity map at the time of shift as shown in drawing 12 (a) and similarly shown in this drawing (b) based on the target torque Trq and an engine speed ne. The fundamental fuel oil consumption and fundamental fuel injection timing in the case of making an engine 1 into the 3rd combustion condition are matched with the target torque Trq and an engine speed ne, respectively, are set up experimentally, and the injection-quantity map and fuel-injection-timing map at the time of said shift store them in the memory of ECU40 electronically.

[0067] In addition, the value of the basic injection quantity QKb in the injection-quantity map at the time of said shift Although it is so large that an engine speed ne is so high that the accelerator opening Acc is large like the injection-quantity map (refer to drawing 11 (b)) when making an engine 1 into the condition and diesel combustion condition of premixing compression ignition combustion In the 3rd combustion condition, since cycle efficiency is low compared with premixing compression ignition combustion or diesel combustion, the value of the injection quantity QKb has become [ the output corresponding to the target torque Trq ] more greatly than the value of the corresponding injection quantity QHb and QDb so that may be obtained. By this, even if the combustion condition of an engine 1 switches, fluctuation of torque is suppressed and an operation feeling is not spoiled.

[0068] Moreover, the value of the basic fuel injection timing ITkb in the fuel-injection-timing map at the time of said shift is set up in consideration of the fall of the temperature of the combustion chamber 4 accompanying downward migration of a piston 5, and a pressure after most fuel spray injected by the combustion chamber 4 from the injector 5 is premixing-ized with inhalation of air so that it may burn, and so that a flame failure may not be caused (ATDC5°CA near [ for example, ]).

[0069] Then, in a step SB 16, each correction factors c4 and c5 of the injection quantity and fuel injection timing are read from an amendment table. This amendment table in order [ to a combustion chamber 4 ] to amend fuel oil consumption and fuel injection timing based on the reflux condition of exhaust air, respectively As it sets up experimentally in quest of the optimum value of the correction factors c4 and c5 corresponding to an EGR rate beforehand, and it stores in the memory of ECU40 electronically, for example, an example is shown in drawing 12 (c) The correction factor c4 of fuel oil consumption is 1 in general, when an EGR rate is relatively low, and when an EGR rate is relatively high, it is set up so that it may become such a big value that an EGR rate is high and the quantity of fuel oil consumption may be increased. Moreover, the correction factor c5 of fuel injection timing is 1 in general, when an EGR rate is relatively low, and when an EGR rate is relatively high, it is set as a value to which the tooth lead angle of the fuel injection timing is carried out, so that it is high.

[0070] Then, in a step SB 17, the amendment operation of fuel oil consumption or fuel injection timing is performed. This multiplies said basic fuel injection timing ITkb by said correction factor c5, and asks for the target fuel injection timing ITkt while it multiplies said basic fuel injection timing QKb by said correction factor c4 and calculates the target injection quantity QKt. And if the target injection quantity QKt and the target fuel injection timing ITkt are set up in a step SB 18, respectively, it progresses to said step SB 6 and said set-up fuel injection timing ITkt like the expansion line of a gas column 2 comes every gas column 2 of an engine 1, injection actuation of the fuel by the injector 5 will be performed, and a return will be carried out to after an appropriate time.

[0071] that is, when an engine 1 shifts to another side from one side of a premixed combustion field (H) and a diffusive-burning field (D) Real EGR rate EGR is compared with change-over EGR rate  $EGR*1$  and  $EGR*2$ . When EGR rate EGR is high ( $EGR > EGR*1$ ), while considering as premixing compression ignition combustion When EGR rate EGR is low ( $EGR < EGR*2$ ), it considers as diesel combustion. Moreover, in those middle predetermined range, the stage as the expansion line of a gas column 2 is made to inject a fuel with ( $EGR*2 \leq EGR \leq EGR*1$ ) and an injector 5, and premixed combustion is made to consider as a subject's 3rd combustion condition.

[0072] Target set torque section 40a (target set torque means) which sets up the target torque Trq of an engine 1 based on the accelerator opening Acc and an engine speed ne by the step SA 3 of flows of

control shown in said drawing 9 is constituted.

[0073] By steps SA4-SA11 of said flows of control, steps SB1-SB6 of flows of control shown in drawing 10 , and SB8-SB18 [ moreover, ] So that it may become premixing compression ignition combustion, when an engine 1 is in a premixed combustion field (H) While carrying out early injection of the fuel by the compression stroke of a gas column 2 with an injector 5, injection control-section 40b (fuel-injection control means) which makes a fuel inject near the TDC at least consists of diffusive-burning fields (D) so that it may become general diesel combustion.

[0074] And in case an engine 1 switches from one side of the condition of premixing compression ignition combustion or diesel combustion, and the 3rd combustion condition to another side, said injection control-section 40b is controlled by controlling fuel oil consumption Q according to the target torque Trq set up by said target set torque section 40a so that the fuel oil consumption at the time of the 3rd combustion condition increases relatively.

[0075] Furthermore, EGR presumption section 40c (EGR presumption means) which presumes the actual EGR rate of an engine 1 by the step SB 7 of the flows of control of said drawing 10 is constituted. When an engine 1 shifts to another side from either said premixed combustion field (H) or a diffusive-burning field (D), said injection control-section 40b While the actual exhaust air reflux condition to a combustion chamber 4 is in a predetermined condition based on the presumed result of the real EGR value by said EGR presumption section 40c ( $EGR*2 \leq EGR \leq EGR*1$ ), it is constituted so that premixed combustion may change an engine 1 into a subject's 3rd combustion condition.

[0076] Next, if the concrete procedure of the EGR control by said ECU40 is based and explained in the flow chart Fig. of drawing 13 , it will set to the step SC 1 after a start first. (EGR control) At least The signal from the fuel-pressure sensor 7, the signal from the crank angle sensor 11, The value of the various flags which input the signal from the intake-pressure sensor 18, the signal from an intake air flow sensor 19, the signal from linear O2 sensor 29, the signal from the accelerator opening sensor 39, etc. (data input), and are memorized by the memory of ECU40 is read. Then, in a step SC 2, the combustion mode of an engine 1 is judged like the step SA 3 of fuel-injection flows of control shown in drawing 9 , and if it becomes NO in a diffusive-burning field (D), while progressing to a step SC 5, if it becomes YES in a premixed combustion field (H), it will progress to a step SC 3.

[0077] At this step SC 3, the desired value EGRHb of the opening of the EGR valve 35 corresponding to the premixing compression ignition combustion condition of an engine 1 is read and set up from the EGR map electronically stored in the memory of ECU40, then a control signal is outputted to the solenoid valve 37 of the diaphragm of the EGR valve 35 from ECU40 in a step SC 4 (actuation of an EGR valve), and a return is carried out to after an appropriate time.

[0078] At the step SC 5 which judged with an engine 1 being in a diffusive-burning field (D) in said step SC 2 on the other hand, and progressed, the desired value EGRDb of the opening of the EGR valve 35 corresponding to the diffusive-burning condition of an engine 1 is read from said EGR map, it progresses to said step SC 5, the EGR valve 35 is operated, and a return is carried out to after an appropriate time.

[0079] Said EGR map is beforehand set up experimentally in quest of the optimal value corresponding to the target torque Trq and an engine speed ne, and as an example is shown in drawing 14 (a), the desired value EGRH and EGRD of the opening of the EGR valve 35 is set up so that it may become so small that an engine speed ne is so high that the accelerator opening Acc is large respectively in a premixed combustion field (H) and a diffusive-burning field (D). When operational status changes in more detail from the predetermined operational status by the side of low-speed low loading (Point X shows to this drawing) to the predetermined operational status by the side of a high-speed heavy load (Point Y shows to this drawing), desired value EGRH and EGRD is set up, respectively so that the opening of the EGR valve 35 may change, as shown in this drawing (b). That is, when it sees along with straight-line X-Y showing the locus of change of operational status, the opening of the EGR valve 35 becomes small gradually toward a high-speed heavy load side in a premixed combustion field (H), and after it becomes small one step across a boundary with a diffusive-burning field (D), it is becoming small gradually toward the high-speed heavy load side again. In that case, in the premixed combustion field (H), change of the opening of the EGR valve 35 to change of the operational status of an engine 1 is very small, and on the other hand, in the diffusive-burning field (D), it is set up so that it may become comparatively large.

[0080] That is, when an engine 1 is in a premixed combustion field (H), open the EGR valve 35 greatly relatively, a lot of exhaust air is made to flow back to the inhalation-of-air path 16 by the EGR path 34, and this realizes premixing compression ignition combustion good more than as the 1st set point for

EGR rate EGR. He is trying to reduce NOx on the other hand, without causing increase of soot by changing an engine 1 into the condition of general diesel combustion, making opening of the EGR valve 35 small relatively at this time, and making EGR rate EGR into the moderate condition of the 2nd less than set point, when an engine 1 is in a diffusive-burning field (D).

[0081] By the flows of control shown in said drawing 13, as a whole, when an engine 1 is in a premixed combustion field (H) So that an EGR value may turn into the 2nd less than set point fewer than said 1st set point when it is in a diffusive-burning field (D) while controlling the opening of the EGR valve 35 so that an EGR value turns into the 1st more than set point 40d (exhaust air reflux control means) of EGR control sections which control the opening of the EGR valve 35 is constituted.

[0082] (The operation effectiveness) Next, if the operation effectiveness of the combustion control system A of the diesel power plant 1 concerning this operation gestalt is explained, first, by an engine 1 being in a premixed combustion field (H), when it is not at the shift time from a diffusive-burning field (D), the EGR valve 35 will be opened greatly relatively, and the exhaust air taken out from the flueway 26 of the turbine 27 upstream will flow back to the inhalation-of-air path 16 by the EGR path 34. And a lot of exhaust air which flows back such is supplied to the combustion chamber 4 in a gas column 2 with the new mind supplied from the outside, and will be in the condition (real EGR rate EGR is the condition of the 1st more than set point) to a combustion chamber 4 that the reflux rate of exhaust air is high.

[0083] If injection initiation of the fuel is carried out by the injector 5 to the combustion chamber 4 of this condition in the predetermined crank angle range (BTDC90° - 30-degreeCA) of the compression stroke of a gas column 2, in a combustion chamber 4, it will distribute comparatively widely, and it will fully mix with inhalation of air (new mind and reflux exhaust air), and a fuel will form the high gaseous mixture of a homogeneity degree. this gaseous mixture -- in inside, although oxidation reaction (the so-called cool flame) of whenever [ low-temperature ] advances comparatively in a part especially with the high consistency of fuel vapor or oxygen In inside, large exhaust air (carbon dioxide etc.) of heat capacity is intermingled so much compared with air (nitrogen, oxygen, etc.). gaseous mixture -- Since the consistency of the part, a fuel, and oxygen is low on the whole and heat of reaction will moreover be absorbed by the carbon dioxide with large heat capacity etc., the shift (the so-called ignition) to hot oxidation reaction is controlled, and ignition-delay time amount becomes long.

[0084] And if it results near the compression top dead center of a gas column 2, and the temperature of the gas of a combustion chamber 4 rises further and the consistency of a fuel and oxygen becomes high enough, gaseous mixture will light all at once and will burn. under the present circumstances, gaseous mixture -- since inner fuel vapor, air, and reflux exhaust air are fully distributed to homogeneity already and the cool flame reaction is advancing in the part with a comparatively high fuel consistency -- gaseous mixture -- in inside, the rich part of a fuel hardly exists, therefore most generation of the soot accompanying combustion is not seen.

[0085] moreover -- like the above -- gaseous mixture -- from distribution of inner fuel vapor being equalized Even if the whole burns all at once, rapid heat release does not happen locally in the interior. gaseous mixture -- and -- since the heat (heat of combustion) generated by the reaction of a fuel and oxygen will be absorbed by the exhaust air (carbon dioxide etc.) distributed to those perimeters -- gaseous mixture -- the rise of combustion temperature is suppressed also as the whole and NOx is reduced sharply.

[0086] On the other hand, an engine 1 is in a diffusive-burning field (D), and if it is not at the shift time from a premixed combustion field (H), a fuel will be injected by the combustion chamber 4 near the TDC at least with an injector 5, and diffusive burning will be carried out good following early premixed combustion (general diesel combustion). Under the present circumstances, while opening of the EGR valve 35 is relatively made small and NOx and soot are reduced by reflux of exhaust air of a moderate daily dose, (the real EGR rate  $\leq$  2nd set point), and the amount of supply of new air are secured by the reflux rate of exhaust air being made below predetermined, and sufficient output comes to be obtained.

[0087] Furthermore, when the operational status of an engine 1 shifts between a premixed combustion field (H) and a diffusive-burning field (D), an engine 1 will be in the 3rd different combustion condition from both said premixing compression ignition combustion and diesel combustion. That is, first, when an engine 1 shifts to a diffusive-burning field (D) from a premixed combustion field (H), the opening of the EGR valve 35 is changed by 40d of EGR control sections of ECU40, and the amount of reflux of the exhaust air to a combustion chamber 4 decreases by them. And while fuel oil consumption will increase by injection control-section 40b of ECU40 if real EGR rate EGR becomes below change-over EGR rate

EGR\*1 (EGR1) as typically shown in drawing 15 (a) (refer to this drawing (b)), the lag of the fuel injection timing is carried out as sharply as the expansion line of a gas column 2 (refer to this drawing (c)).

[0088] Most fuel spray which set the engine 1 like the expansion line of a gas column 2, and was injected by the combustion chamber 4 will be in the 3rd combustion condition which burns in the condition were premixing-ized, and as an arrow head shows to this drawing (a), by this, NOx and soot will be in the hardly generated combustion condition between the in-between conditions to a combustion chamber 4 that the reflux rate of exhaust air is suitable for neither premixing compression ignition combustion nor diffusive burning. Moreover, since the quantity of fuel oil consumption is increased when an engine 1 switches from the condition of premixing compression ignition combustion to the 3rd combustion condition ( $Q_{Kt} > Q_{Ht}$ ), even if cycle efficiency is [ the 3rd combustion condition ] lower, the output torque of an engine 1 is hardly changed. Furthermore, fuel oil consumption gradually decreases, and as shown in drawing (b), as shown in drawing (c), fuel injection timing shifts to a lag side gradually, as real EGR rate EGR falls from the right of this drawing with the passage of time to the left in the 3rd combustion condition. That is, while being able to prevent a flame failure in the state of the 3rd combustion which injects a fuel like the expansion line of a gas column 2 by the higher time of EGR rate EGR making [ many ] fuel oil consumption, and controlling fuel injection timing to a tooth-lead-angle side although a possibility of carrying out a flame failure also becomes strong while combustion becomes slow and cycle efficiency falls so that EGR rate EGR is high, the output corresponding to the target torque  $Tr_q$  is obtained.

[0089] Then, shortly, if real EGR rate EGR becomes lower than change-over EGR rate EGR\*2 (EGR2), while fuel oil consumption decreases by injection control-section 40b (refer to this drawing (b)), fuel injection timing comes (refer to this drawing (c)) to be controlled near the TDC of a gas column 2, and an engine 1 will be in the condition of diesel combustion of diffusive burning of a subject. That is, since the part whose cycle efficiency improves by switching from the 3rd combustion condition to a diesel combustion condition, and fuel oil consumption are lessened ( $Q_{Kt} > Q_{Dt}$ ), the output torque of an engine 1 is hardly changed also at this time.

[0090] When an engine 1 shifts the above and reversely from a diffusive-burning field (D) to a premixed combustion field (H) While the quantity of fuel oil consumption will be decreased if real EGR rate EGR of an engine 1 becomes more than change-over EGR rate EGR\*2 (EGR4: refer to drawing 7 (b)) although not illustrated Fuel injection timing will be in the combustion condition which is changed into a lag side near the TDC of a gas column 2, switches from a diesel combustion condition to the 3rd combustion condition, and NOx and soot hardly generate. If time amount furthermore passes and real EGR rate EGR exceeds change-over EGR rate EGR\*1 (EGR3), while the quantity of fuel oil consumption will be decreased, the tooth lead angle of the fuel injection timing is sharply carried out to the compression stroke of a gas column 2, and an engine 1 will be in the condition of premixing compression ignition combustion.

[0091] Therefore, according to the inflammable equipment A of the diesel power plant concerning this operation gestalt When an engine 1 shifts to another side from either a premixed combustion field (H) or a diffusive-burning field (D), When the reflux rate of exhaust air changes into the condition (condition that a real EGR rate is smaller than the 1st set point, and larger than the 2nd set point) to a combustion chamber 4 of being transitionally suitable for neither premixing compression ignition combustion nor diffusive burning, The stage as the expansion line of a gas column 2 is made to inject a fuel with an injector 5, and it can prevent that the concentration of soot becomes high transitionally or an excessive combustion noise occurs by the premature ignition of a fuel which carried out early injection because premixed combustion changes into a subject's 3rd combustion condition.

[0092] Since real EGR rate EGR is presumed based on the signal from the linear O2 sensor 29 grade arranged in the flueway 26 in that case and he is trying for the time when real EGR rate EGR is higher to control fuel injection timing to a tooth-lead-angle side based on this presumed result While fuel injection timing etc. is controllable the optimal corresponding to the rate of reflux exhaust air actually changing in a combustion chamber 4, preventing a flame failure, the lag of the fuel injection timing is carried out to the maximum, and sufficient premixing-ization of the fuel spray can be realized.

[0093] And the period which makes an engine 1 said 3rd combustion condition is limited when the concentration of soot becomes high above to some extent ( $EGR*2 \leq EGR \leq EGR*1$ ), even if it is any of premixing compression ignition combustion and diesel combustion, and it can stop the period made into the 3rd comparatively fuel-inefficient combustion condition to the minimum.

[0094] Moreover, since fuel oil consumption is controlled by the engine 1 of this operation gestalt to

offset the effect of cycle efficiency differing for each [ these ] combustion condition of every when switching between the condition of premixing compression ignition combustion or diesel combustion, and the 3rd combustion condition in case between a operating range (H) and (D) is shifted like the above, the output torque of an engine 1 is hardly changed, but can also prevent generating of an unpleasant shock.

[0095] (Other operation gestalten) In addition, the configuration of this invention is not limited to the aforementioned operation gestalt, and also includes other various configurations. Namely, although it is made to consider as the 3rd combustion condition in said operation gestalt for example, when an engine 1 shifts between a operating range (H) and (D) Not only this but the engine 1 is in a premixed combustion field (H). For temperature up promotion of a catalytic converter 28, or supply of the reduction component to an NOx absorber Also when switching to the condition of diesel combustion from the condition of premixing compression ignition combustion temporarily, it may be made to make an engine 1 into the 3rd combustion condition temporarily.

[0096] Moreover, an engine 1 is equipped with means (for example, good fluctuation valve system which changes the amount of lifts of a shutter valve or an inlet valve which takes up a part of inhalation-of-air path 16, and strengthens a swirl and a tumble) to strengthen a flow in the combustion chamber 4 in a gas column 2, this is operated in the 3rd combustion condition, and you may make it strengthen a flow in a gas column 2 in said operation gestalt. If it carries out like this, since the rate of combustion at the time of the 3rd combustion condition can be improved to the whole and decline in cycle efficiency can be controlled, aggravation of the fuel consumption resulting from considering as the 3rd combustion condition at the time of a change is mitigable to some extent.

[0097] furthermore -- although he is trying to make injection of the fuel by the injector 5 start in the predetermined crank angle range of the compression stroke of a gas column 2 with said operation gestalt when changing an engine 1 into the condition of premixing compression ignition combustion -- injection of not only this but a fuel -- like the inhalation-of-air line of a gas column 2 -- from -- you may make it start

[0098]

[Effect of the Invention] As mentioned above, as explained, according to the combustion control system of the diesel power plant concerning invention of claim 1 In what switched the engine to the 1st combustion condition with many premixed combustion rates, and the 2nd combustion condition with many diffusive-burning rates relatively according to the operational status Since it was made to make fuel injection timing into the 3rd combustion condition with many rates of premixed combustion relatively as timing as the expansion line of a gas column when shifting to another side from one side of said 1st and 2nd combustion conditions It can control that generating and the exhaust air condition of an excessive combustion noise get worse transitionally.

[0099] According to invention of claim 2, by controlling the fuel injection timing at the time of the 3rd combustion condition to a lag side rather than the time of the 2nd combustion condition, the rate of premixed combustion can be made [ many ] and the effect of the invention of claim 1 can be obtained more certainly.

[0100] According to invention of claim 3, in the 3rd combustion condition, fuel injection timing can be controlled correctly to correspond to change of an actual exhaust air reflux condition, and claim 1 or the effect of the invention of 2 can fully be obtained.

[0101] According to invention of claim 4, the lag of the fuel injection timing can be carried out to the maximum in the 3rd combustion condition by carrying out the tooth lead angle of the fuel injection timing, so that the reflux rate of exhaust air is high, preventing a flame failure.

[0102] According to invention of claim 5 and claim 6, fluctuation of torque can be controlled, also when an engine combustion condition switches by controlling fuel oil consumption so that it may correspond to engine target torque.

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

# (12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-286880

(P 2 0 0 3 - 2 8 6 8 8 0 A)

(43) 公開日 平成15年10月10日 (2003. 10. 10)

| (51) Int. Cl. <sup>7</sup>         | 識別記号 | F I        | テーマコード (参考) |
|------------------------------------|------|------------|-------------|
| F02D 41/04                         | 385  | F02D 41/04 | 385 C 3G062 |
|                                    | 380  |            | 380 C 3G092 |
| 21/08                              | 301  | 21/08      | 301 D 3G301 |
| 41/02                              | 380  | 41/02      | 380 D       |
|                                    |      |            | 380 E       |
| 審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全18頁) 最終頁に続く |      |            |             |

(21) 出願番号 特願2002-92112 (P 2002-92112)

(22) 出願日 平成14年 3 月 28 日 (2002. 3. 28)

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号

(72) 発明者 片岡 一司

広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 寺沢 保幸

広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

(74) 代理人 100077931

弁理士 前田 弘 (外 7 名)

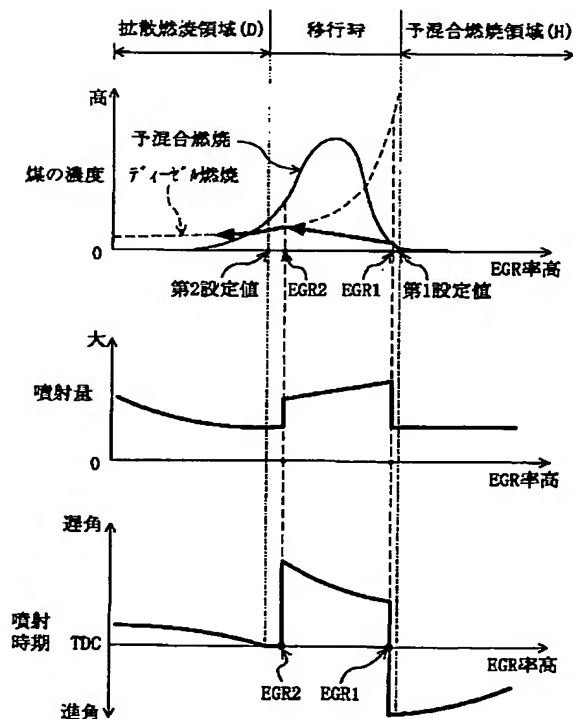
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ディーゼルエンジンの燃焼制御装置

(57) 【要約】

【課題】 低負荷側の予混合燃焼領域 (H) で燃料を早期噴射するとともに、EGR 率を第 1 設定値以上として予混合圧縮着火燃焼とする一方、高負荷側の拡散燃焼領域 (D) ではディーゼル燃焼とし、EGR 率は第 2 設定値以下にするようにした直噴式ディーゼルエンジンの燃焼制御装置において、運転領域 (H) (D) 間の移行の際に過渡的な排気状態の悪化や騒音の発生を防止する。

【解決手段】 エンジン 1 が予混合燃焼領域 (H) 又は拡散燃焼領域 (D) の一方から他方に移行するとき、燃料噴射時期を気筒 2 の膨張行程における所定のタイミングとして、予混合燃焼が主体の第 3 の燃焼状態とする。吸気中への還流排気の割合 (実 EGR 率 EGR) を推定し、この推定結果に基づいて燃料噴射時期等を制御する。第 3 燃焼状態では、予混合圧縮着火燃焼やディーゼル燃焼の状態よりも燃料噴射量を増量して、燃焼状態の切り換えの際のトルクショックを防止する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 エンジンの気筒内の燃焼室に臨む燃料噴射弁と、

前記燃焼室への排気の還流量を調節する排気還流量調節手段と、

エンジンが第 1 の運転状態のときに前記燃料噴射弁により燃料を少なくとも気筒の吸気行程ないし圧縮行程で噴射させて、予混合燃焼の割合が拡散燃焼の割合よりも多い第 1 の燃焼状態とする一方、第 2 の運転状態のときには拡散燃焼の割合が予混合燃焼の割合よりも多い第 2 の燃焼状態となるよう、燃料を少なくとも圧縮上死点近傍で噴射させる燃料噴射制御手段と、

エンジンが前記第 1 運転状態のときに排気の還流量に関する E G R 値が第 1 の設定値以上になる一方、第 2 運転状態のときには前記 E G R 値が前記第 1 の設定値よりも少ない第 2 の設定値以下になるように、前記排気還流量調節手段を制御する排気還流制御手段とを備えたディーゼルエンジンの燃焼制御装置において、

前記燃料噴射制御手段は、エンジンの運転状態が前記第 1 及び第 2 運転状態の一方から他方に移行するときに、前記燃料噴射弁により燃料を気筒の膨張行程の所定期間に噴射させて、予混合燃焼の割合が拡散燃焼の割合よりも多い第 3 の燃焼状態とするものであることを特徴とするディーゼルエンジンの燃焼制御装置。

【請求項 2】 請求項 1 において、

燃料噴射制御手段は、エンジンを第 3 燃焼状態にするときには、燃料噴射時期を第 2 燃焼状態のときよりも進角側に制御するように構成されていることを特徴とするディーゼルエンジンの燃焼制御装置。

【請求項 3】 請求項 1 又は 2 のいずれかにおいて、エンジンの実際の E G R 値を推定する E G R 推定手段を備え、

燃料噴射制御手段は、少なくともエンジンを第 3 燃焼状態にするときには、前記 E G R 推定手段による E G R 値の推定結果に基づいて燃料噴射時期を制御するように構成されていることを特徴とするディーゼルエンジンの燃焼制御装置。

【請求項 4】 請求項 3 において、

燃料噴射制御手段は、エンジンを第 3 燃焼状態にするときに、燃料噴射時期を吸気中の還流排気の割合が多いほど進角側に制御するように構成されていることを特徴とするディーゼルエンジンの燃焼制御装置。

【請求項 5】 請求項 1 において、

エンジンの目標トルクを設定する目標トルク設定手段を備え、

燃料噴射制御手段は、前記目標トルク設定手段による設定値に応じて燃料噴射量を制御するように構成されていることを特徴とするディーゼルエンジンの燃焼制御装置。

【請求項 6】 請求項 5 において、

燃料噴射制御手段は、エンジンの燃焼状態が第 2 及び第 3 燃焼状態の一方から他方に切り換わる際に、第 3 燃焼状態のときの燃料噴射量を第 2 燃焼状態よりも多くなるように制御するものであることを特徴とするディーゼルエンジンの燃焼制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】本発明は、直噴式ディーゼルエンジンの燃焼制御装置に関し、特に、エンジンの燃焼状態を切換えるときの過渡的な燃料噴射制御等の技術分野に属する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】一般に、直噴式ディーゼルエンジンでは、気筒の圧縮上死点近傍で高温高压の燃焼室に燃料を噴射して、自着火により燃焼させるようにしている。このとき、燃焼室に噴射された燃料は高密度の空気との衝突によって微細な液滴に分裂（霧化）しながら進行し、略円錐状の燃料噴霧を形成するとともに、その燃料液滴の表面から気化しつつ燃料噴霧の主に先端側や外周側で周囲の空気を巻き込んで混合気を形成し、この混合気の濃度及び温度が着火に必要な状態になったところで燃焼を開始する（予混合燃焼）。そして、そのようにして着火、即ち燃焼を開始した部分が核となり、周囲の燃料蒸気及び空気を巻き込みながら拡散燃焼すると考えられている。

【0 0 0 3】そのような通常のディーゼルエンジンの燃焼（以下、単にディーゼル燃焼ともいう）では、初期の予混合燃焼に続いて大部分の燃料が拡散燃焼することになるが、この際、濃度の不均質な燃料噴霧（混合気）の中において空気過剰率が 1 に近い部分では急激な熱発生に伴い窒素酸化物（ $\text{NO}_x$ ）が生成され、また、燃料の過濃な部分では酸素不足によって煤が生成されることになる。この点について、 $\text{NO}_x$ や煤を低減するために排気の一部を吸気に還流させる（Exhaust Gas recirculation：以下、単に E G R という）ことや、燃料の噴射圧力を高めることが従来から行われている。

【0 0 0 4】そのように E G R によって不活性な排気を吸気系に還流させると、燃焼温度が低下して  $\text{NO}_x$  の生成が抑えられる一方で、吸気中の酸素が減ることになるから、多量の E G R は煤の生成を助長する結果となる。また、燃料噴射圧力を高めることは燃料噴霧の微粒化を促進するとともに、その貫徹力を大きくして空気利用率を向上するので、煤の生成は抑制されるが、 $\text{NO}_x$  はむしろ生成し易い状況になる。つまり、ディーゼル燃焼においては  $\text{NO}_x$  の低減と煤の低減とがトレードオフの関係にあり、両者を同時に低減することは難しいのが実状である。

【0 0 0 5】これに対し、近年、燃料の噴射時期を大幅に進角させて、予混合燃焼が主体の燃焼状態とすることにより、 $\text{NO}_x$  と煤とを同時に且つ格段に低減できる新

しい燃焼の形態が提案されており、一般に予混合圧縮着火燃焼と呼ばれるものが公知である。特開 2000-110669 号公報に記載のディーゼルエンジンでは、EGR によって多量の排気を還流させるとともに、気筒の圧縮行程で燃料を噴射して空気と十分に混合し、この予混合気を圧縮行程の終わりに自着火させて、燃焼させるようにしている。

【0006】そのような予混合燃焼（予混合圧縮着火燃焼）のときには、EGR によって吸気中に還流させる排気の割合（EGR 率）を上記したディーゼル燃焼のときよりも一段、高くするのが好ましい。すなわち、空気に比べて熱容量の大きい排気を吸気中に多量に混在させ、予混合気中の燃料及び酸素の密度を低下させることで、着火遅れ時間を延長して予混合気の着火タイミングを圧縮上死点（TDC）近傍に制御することができる。しかも、その予混合気中では燃料及び酸素の周囲に不活性な排気が略均一に分散し、これが燃焼熱を吸収することになるので、NOx の生成が大幅に抑制されるのである。

【0007】但し、EGR によって吸気中の排気の還流割合が多くなるということは、その分、空気の量が少なくなるということなので、予混合圧縮着火燃焼をエンジンの高負荷側で実現することは困難であると考えられている。このため、従来は、低負荷側の運転領域では前記の如く予混合圧縮着火燃焼とし、この際、EGR 率は比較的高い第 1 の設定値以上に制御する一方、高負荷側の運転領域では燃料の噴射態様を切換えてディーゼル燃焼となるように TDC 近傍で噴射させるようにしており、この際、EGR 率は、煤の増大を回避すべく前記第 1 の設定値よりも小さい第 2 の設定値以下に制御するようにしている。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】ところで、前記の如くエンジンの燃焼形態を予混合圧縮着火燃焼とディーゼル燃焼との間で切換えるようにした場合、その切換えの際に過渡的に排気の状態が悪化したり、あるいは大きな騒音を発生するという問題がある。すなわち、例えば、予混合圧縮着火燃焼からディーゼル燃焼に切換えるときには、EGR による排気の還流量を減少させて EGR 率が第 1 設定値以上の状態から第 2 設定値以下の状態へと変更するのであるが、この排気還流量の調節にはある程度の時間が必要なので、仮に燃料の噴射態様だけを直ちにディーゼル燃焼のための TDC 近傍での噴射に切換えると、EGR 率の過大な状態で拡散燃焼が主体の燃焼が行われることになり、煤の生成が著しく増大するのである。

【0009】また、反対にディーゼル燃焼から予混合圧縮着火燃焼に切換えるときに、吸気中の還流排気の割合が十分に高くない状態で燃料噴射態様だけを早期噴射に切換えると、燃焼室に形成された予混合気が過早なタイミングで一斉に着火してしまい、燃焼音が極めて大きく

なるとともに、NOx の生成量が急増しさらに煤の生成量も増大することになる。

【0010】本発明は、斯かる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、予混合燃焼割合が主体の第 1 の燃焼状態（例えば予混合圧縮着火燃焼）と拡散燃焼が主体の第 2 の燃焼状態（例えばディーゼル燃焼）とのいずれかに切換えるようにしたディーゼルエンジンにおいて、その切換えの際の主に燃料噴射制御の手順に工夫を凝らして、過渡的な排気状態の悪化や騒音の発生を防止することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】前記の目的を達成するために、本発明では、ディーゼルエンジンの運転状態が、相対的に排気の還流割合が高くて予混合燃焼割合の多い第 1 の燃焼状態と、相対的に排気の還流割合が低くて拡散燃焼割合の多い第 2 の燃焼状態と、の一方から他方に移行するときに、燃料噴射時期を気筒の膨張行程の所定のタイミングとすることで、予混合燃焼の割合が多い第 3 の燃焼状態とするようにした。

【0012】具体的に、請求項 1 の発明では、エンジンの気筒内の燃焼室に臨む燃料噴射弁と、その燃焼室への排気の還流量を調節する排気還流量調節手段と、エンジンが第 1 の運転状態のときに前記燃料噴射弁により燃料を少なくとも気筒の吸気行程ないし圧縮行程で噴射させて、予混合燃焼の割合が拡散燃焼の割合よりも多い第 1 の燃焼状態とする一方、第 2 の運転状態のときには拡散燃焼の割合が予混合燃焼の割合よりも多い第 2 の燃焼状態となるよう、燃料を少なくとも圧縮上死点近傍で噴射させる燃料噴射制御手段と、エンジンが前記第 1 運転状態のときに排気の還流量に関する EGR 値が第 1 の設定値以上になる一方、第 2 運転状態のときには前記 EGR 値が前記第 1 の設定値よりも少ない第 2 の設定値以下になるように前記排気還流量調節手段を制御する排気還流制御手段と、を備えたディーゼルエンジンの燃焼制御装置を前提とする。そして、前記燃料噴射制御手段は、エンジンの運転状態が前記第 1 及び第 2 運転状態の一方から他方に移行するときに、前記燃料噴射弁により燃料を気筒の膨張行程の所定期間に噴射させて、予混合燃焼の割合が拡散燃焼の割合よりも多い第 3 の燃焼状態とする構成とする。

【0013】前記の構成により、まず、エンジンが第 1 運転状態のときには、燃料噴射制御手段による燃料噴射弁の制御によって燃料が少なくとも気筒の吸気行程ないし圧縮行程で噴射されるとともに、排気還流制御手段による排気還流量調節手段の制御によって排気の還流割合が所定以上に多い状態（EGR 値  $\geq$  第 1 設定値）になる。このことで、気筒内の燃焼室に早期に噴射された燃料が当該燃焼室において比較的広く分散し且つ空気及び還流排気と十分に混合して、均質度合いの高い混合気を形成し、これが圧縮行程の終盤に自着火して相対的に予

混合燃焼の割合が多い第1の燃焼状態になる。この燃焼状態においては $\text{NO}_x$ や煤の生成は非常に少ない。

【0014】一方、エンジンが第2運転状態のときには燃料が少なくとも気筒の圧縮上死点近傍で噴射されて、相対的に拡散燃焼の割合が多い第2の燃焼状態になる。この際、吸気への排気の還流によって $\text{NO}_x$ や煤がある程度、低減されるとともに、排気の還流割合が所定以下とされることで（EGR値 $\leq$ 第2設定値）、空気の供給量が確保されて十分な出力が得られるようになる。

【0015】さらに、エンジンの運転状態が前記第1及び第2運転状態の一方から他方に移行するときには、前記燃料噴射制御手段による燃料噴射弁の制御によって、燃料が気筒の膨張行程の所定期間に噴射される。すなわち、気筒の膨張行程ではピストンの上死点からの下降に伴い燃焼室の容積が増大して、その温度及び圧力が低下するので、燃料の噴射時期が上死点から離れるほど燃料の着火遅れ時間が長くなって、予混合燃焼の割合が多くなる。従って、失火を招かない範囲において燃料を吸気と十分に混合できるように燃料噴射時期を遅角側に設定すれば、予混合燃焼が主体の燃焼（第3の燃焼状態）として、前記第1の燃焼と同様に $\text{NO}_x$ や煤の生成を抑えることができる。また、過早着火によって過大な燃焼音の発生する虞れもない。

【0016】尚、前記第3の燃焼状態では圧縮上死点後に燃焼が開始することになるので、サイクル効率が低下して燃費が悪化するきらいがある。そこで、エンジンの運転状態が第1及び第2運転状態の間で移行するとき、EGR値が第1及び第2設定値の中間の値にある間、いつでも第3燃焼状態にするのではなく、例えば、特に煤の生成が盛んになる所定範囲にあるときにのみ、第3燃焼状態にするようにしてもよい。

【0017】請求項2の発明では、燃料噴射制御手段として、エンジンを第3燃焼状態にするときには燃料噴射時期を第2燃焼状態のときよりも遅角側に制御するものとする。このことで、第3燃焼状態のときには燃料噴霧の拡散燃焼の割合が第2燃焼状態のときよりも少なくなるので、請求項1の発明の作用効果がより確実に得られる。

【0018】請求項3の発明では、エンジンの実際のEGR値を推定するEGR推定手段を備え、燃料噴射制御手段は、少なくともエンジンを第3燃焼状態にするときには、前記EGR推定手段によるEGR値の推定結果に基づいて燃料噴射時期を制御するものとする。

【0019】このことで、エンジンを第3燃焼状態にするときには、EGR推定手段による推定結果に基づいて、エンジンの気筒内燃焼室における実際の排気還流状態の変化に対応するように、燃料噴射時期を正確に制御することができる。よって、請求項1又は2の発明の作用効果が十分に得られる。

【0020】請求項4の発明では、請求項3の発明にお

ける燃料噴射制御手段として、エンジンを第3燃焼状態にするときに、燃料噴射時期を吸気中の還流排気の割合が多いほど進角側に制御するものとする。

【0021】すなわち、気筒の膨張行程で燃料を噴射する第3の燃焼状態では還流排気の割合が多いときには失火を招きやすいものであるが、還流排気の割合が多いほど噴射時期を進角側に制御することで、失火を防止しながら、燃料噴射時期を最大限に遅角させることが可能になり、噴射時期制御の最適化が図られる。

【0022】請求項5の発明では、エンジンの目標トルクを設定する目標トルク設定手段を備え、燃料噴射制御手段は、前記目標トルク設定手段による設定値に応じて燃料噴射量を制御するものとする。このことで、エンジンの目標トルクに対応するように燃料噴射量が制御されることで、エンジンの燃焼状態が変化してもトルクの変動が抑制される。

【0023】すなわち、上述したように、エンジンが第3燃焼状態のときには第2燃焼状態のときよりもサイクル効率が低くなるが、エンジンの燃焼状態が第2及び第3燃焼状態の一方から他方に切り換わる際に、第3燃焼状態のときの燃料噴射量が第2燃焼状態よりも多くなるように前記燃料噴射制御手段により制御されることで、トルクの変動が抑制される（請求項6の発明）。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図面に基いて説明する。

【0025】（全体構成）図1は本発明の実施形態に係るディーゼルエンジンの燃焼制御装置Aの一例を示し、1は車両に搭載されたディーゼルエンジンである。このエンジン1は複数の気筒2、2、…（1つのみ図示する）を有し、その各気筒2内に往復動可能にピストン3が嵌挿されていて、このピストン3により各気筒2内に燃焼室4が区画されている。また、燃焼室4の天井部にはインジェクタ5（燃料噴射弁）が配設されていて、その先端部の噴口から高圧の燃料を燃焼室4に直接、噴射するようになっている。一方、各気筒2毎のインジェクタ5の基端部は、それぞれ分岐管6a、6a、…（1つのみ図示する）により共通の燃料分配管6（コモンレール）に接続されている。このコモンレール6は、燃料供給管8により高圧供給ポンプ9に接続されていて、該高圧供給ポンプ9から供給される燃料を前記インジェクタ5、5、…に任意のタイミングで供給できるように高圧の状態で蓄えるものであり、その内部の燃圧（コモンレール圧力）を検出するための燃圧センサ7が配設されている。

【0026】前記高圧供給ポンプ9は、図示しない燃料供給系に接続されるとともに、歯付ベルト等によりクラック軸10に駆動連結されていて、燃料をコモンレール6に圧送するとともに、その燃料の一部を電磁弁を介して燃料供給系に戻すことにより、コモンレール6への燃

料の供給量を調節するようになっている。この電磁弁の開度が前記燃圧センサ 7 による検出値に応じて ECU 40 (後述) により制御されることによって、燃圧がエンジン 1 の運転状態に対応する所定値に制御される。

【0027】また、エンジン 1 の上部には、図示しないが、吸気弁及び排気弁をそれぞれ開閉させる動弁機構が配設されている一方、エンジン 1 の下部には、クランク軸 10 の回転角度を検出するクランク角センサ 11 と、冷却水の温度を検出するエンジン水温センサ 13 とが設けられている。前記クランク角センサ 11 は、詳細は図示しないが、クランク軸端に設けた被検出用プレートとその外周に相対向するように配置した電磁ピックアップとからなり、前記被検出用プレートの外周部全周に亘って等間隔に形成された突起部が通過する度に、パルス信号を出力するものである。

【0028】エンジン 1 の一側 (図の右側) の側面には、各気筒 2 の燃焼室 4 に対しエアクリーナ 15 で濾過した空気 (新気) を供給するための吸気通路 16 が接続されている。この吸気通路 16 の下流端部にはサージタンク 17 が設けられ、このサージタンク 17 から分岐した各通路がそれぞれ吸気ポートにより各気筒 2 の燃焼室 4 に連通しているとともに、サージタンク 17 には吸気の圧力状態を検出する吸気圧センサ 18 が設けられている。

【0029】また、前記吸気通路 16 には、上流側から下流側に向かって順に、外部からエンジン 1 に吸入される空気の流量を検出するホットフィルム式エアフローセンサ 19 と、後述のタービン 27 により駆動されて吸気を圧縮するコンプレッサ 20 と、このコンプレッサ 20 により圧縮した吸気を冷却するインタークーラ 21 と、バタフライバルブからなる吸気絞り弁 22 とが設けられている。この吸気絞り弁 22 は、弁軸がステッピングモータ 23 により回動されて、全閉から全開までの間の任意の状態とされるものであり、全閉状態でも吸気絞り弁 22 と吸気通路 16 の周壁との間には空気が流入するだけの間隙が残るように構成されている。

【0030】一方、エンジン 1 の反対側 (図の左側) の側面には、各気筒 2 の燃焼室 4 からそれぞれ燃焼ガス (排気) を排出するように、排気通路 26 が接続されている。この排気通路 26 の上流端部は各気筒 2 毎に分岐して、それぞれ排気ポートにより燃焼室 4 に連通する排気マニホールドであり、該排気マニホールドよりも下流の排気通路 26 には上流側から下流側に向かって順に、排気中の酸素濃度を検出するリニア O<sub>2</sub>センサ 29 と、排気流を受けて回転されるタービン 27 と、排気中の有害成分 (HC、CO、NO<sub>x</sub>、煤等) を浄化可能な触媒コンバータ 28 とが配設されている。

【0031】前記タービン 27 と吸気通路 16 のコンプレッサ 20 とからなるターボ過給機 30 は、可動式のフラップ 31、31、…によりタービン 27 への排気の通

路断面積を変化させるようにした可変ターボ (以下 VGT という) であり、前記フラップ 31、31、…は各々、図示しないリンク機構を介してダイヤフラム 32 に駆動連結されていて、そのダイヤフラム 32 に作用する負圧の大きさが負圧制御用の電磁弁 33 により調節されることで、該フラップ 31、31、…の回動位置が調節されるようになっている。尚、ターボ過給機は可変ターボでなくてもよい。

【0032】前記排気通路 26 には、タービン 27 よりも排気上流側の部位に臨んで開口するように、排気の一部を吸気側に還流させるための排気還流通路 (以下 EGR 通路という) 34 の上流端が接続されている。この EGR 通路 34 の下流端は吸気絞り弁 22 及びサージタンク 17 の間の吸気通路 16 に接続されていて、排気通路 26 から取り出された排気の一部を吸気通路 16 に還流させるようになっている。また、EGR 通路 34 の途中には、その内部を流通する排気を冷却するための EGR クーラ 37 (冷却手段) と、開度調節可能な排気還流量調節弁 (以下 EGR 弁という) 35 とが配置されている。この EGR 弁 35 は例えば負圧応動式のものであり、前記 VGT 30 のフラップ 31、31、…と同様に、ダイヤフラムへの負圧の大きさが電磁弁 36 によって調節されることにより、EGR 通路 34 の断面積をリニアに調節して、吸気通路 16 に還流される排気の流量を調節するものである。

【0033】そして、前記各インジェクタ 5、高圧供給ポンプ 9、吸気絞り弁 22、VGT 30、EGR 弁 35 等は、いずれもコントロールユニット (Electronic Control Unit: 以下 ECU という) 40 からの制御信号を受けて作動する。一方、この ECU 40 には、前記燃圧センサ 7、クランク角センサ 11、エンジン水温センサ 13、吸気圧センサ 18、エアフローセンサ 19、リニア O<sub>2</sub>センサ 29 等からの出力信号がそれぞれ入力され、さらに、図示しないアクセルペダルの踏み操作量 (アクセル開度) を検出するアクセル開度センサ 39 からの出力信号が入力される。

【0034】(エンジンの燃焼制御の概要) 前記 ECU 40 によるエンジン 1 の基本的な制御は、主にアクセル開度に基づいて基本的な目標燃料噴射量を決定し、インジェクタ 5 の作動制御によって燃料の噴射量や噴射時期を制御するとともに、高圧供給ポンプ 9 の作動制御により燃圧、即ち燃量の噴射圧力を制御するというものである。また、吸気絞り弁 22 や EGR 弁 35 の開度の制御によって燃焼室 4 への排気の還流割合を制御し、さらに、VGT 30 のフラップ 31、31、…の作動制御 (VGT 制御) によって吸気の過給効率を向上させる。

【0035】具体的には、例えば図 2 の制御マップ (燃焼モードマップ) に示すように、エンジン 1 の温間の全運転領域のうちの相対的に低負荷側には、予混合燃焼領域 (H) が設定されていて (第 1 の運転状態)、ここで

10

20

30

40

50

は、図 3 (a)～(c)に模式的に示すように、インジェクタ 5 により気筒 2 の圧縮行程中期から後期にかけて燃料を噴射させ、予めできるだけ均質な混合気を形成した上で自着火により燃焼させるようにしている。このような燃焼形態は、従来より予混合圧縮着火燃焼と呼ばれており、気筒の 1 サイクル当たりの燃料噴射量があまり多くないときにその燃料の噴射時期を適切に設定して、燃料を適度に広く分散させ且つ空気と十分に混合した上で、その大部分を略同じ着火遅れ時間の経過後に自着火させて、一斉に燃焼させるものである。つまり、予混合圧縮着火燃焼は、予混合燃焼の割合が拡散燃焼の割合よりも多い第 1 の燃焼状態である。

【0036】尚、前記インジェクタ 5 による燃料の噴射は、図 3 (a)に示すように 1 回で行うようにしてもよく、或いは同図(b)、(c)に示すように複数回に分けて行うようにしてもよい。これは、気筒 2 の圧縮行程中期から後期にかけて、即ち圧縮上死点近傍よりも気体の圧力や密度状態が低い燃焼室 4 に燃料を噴射する場合に、燃料噴霧の貫徹力が強くなり過ぎることを避けるためであり、従って、燃料噴射量が多いほど燃料噴射の回数(分割回数)を増やすのが好ましい。

【0037】前記予混合圧縮着火燃焼の際には、EGR 通路 3 4 の EGR 弁 3 5 を相対的に大きく開いて吸気通路 1 6 に多量の排気を還流させるようにする。こうすることで、新気、即ち外部から供給される新しい空気に不活性で熱容量の大きい排気が多量に混合され、これに対して燃料の液滴及び蒸気が混合されることになるから、予混合気自体の熱容量が大きくなるとともに、その中の燃料及び酸素の密度は比較的低くなる。このことで、着火遅れ時間を延長して空気と排気と燃料とを十分に混合した上で、圧縮上死点(TDC)近傍の最適なタイミングで着火させて燃焼させることができる。

【0038】具体的に、図 4 に示すグラフは、エンジン 1 の低負荷域で圧縮上死点前(BTDC)の所定のクランク角(例えば BTDC 30°CA)に燃料を噴射して予混合圧縮着火燃焼させたときに、熱発生のパターンが EGR 率(吸気中の新気に対する還流排気の割合)に応じてどのように変化するかを示した実験結果である。同図に仮想線で示すように、EGR 率が低いときには燃料は TDC よりもかなり進角側で自着火してしまい、サイクル効率の低い過早な熱発生のパターンとなる。一方、EGR 率が高くなるに連れて自着火のタイミングは徐々に遅角側に移動し、図に実線で示すように EGR 率が略 55% のときには、熱発生のパターンが略 TDC になってサイクル効率の高い熱発生パターンとなる。また、前記図 4 のグラフによれば、EGR 率が低いときには熱発生のパターンがかなり高くなっていて、燃焼速度の高い激しい燃焼であることが分かる。このときには燃焼に伴う NOx の生成が盛んになり、また、極めて大きな燃焼音が発生する。一方、EGR 率が高くなるに連れて熱発生の上

ち上がりが徐々に緩やかになり、そのピークも低下する。これは、前記の如く混合気中に多量の排気が含まれる分だけ、燃料及び酸素の密度が低くなることと、その排気によって燃焼熱が吸収されることとによると考えられる。そして、そのように熱発生が穏やかな低温燃焼の状態では、NOx の生成が大幅に抑制される。

【0039】具体的に、図 5 に示すグラフは、前記の実験において EGR 率の変化に対する燃焼室 4 の空気過剰率 λ、排気中の NOx 及び煤の濃度の変化を示し、同図(a)によれば、この実験条件において EGR 率が 0% のときには空気過剰率 λ が λ = 2.7 と大きく、EGR 率が大きくなるに従い空気過剰率 λ が徐々に小さくなって、EGR 率が略 55～60% のときに λ = 1 になっている。すなわち、排気の還流割合が多くなるに連れて混合気の平均的な酸素過剰率 λ が 1 に近づくのであるが、たとえ燃料及び酸素の比率が λ = 1 であっても、それらの周囲には多量の排気が存在していて、燃料や酸素の密度自体はあまり高くはないのである。従って、図(b)に示すように、排気中の NOx の濃度は EGR 率の増大とともに一様に減少していて、EGR 率が 45% 以上では NOx は殆ど生成しなくなる。

【0040】一方、煤の生成については、同図(c)に示すように、EGR 率が 0～略 30% では殆ど煤が見られず、EGR 率が略 30% を超えると煤の濃度が急激に増大するが、EGR 率が略 50% を超えると再び減少し、EGR 率が略 55% 以上になると略零になる。これは、まず、EGR 率が低いときには一般的なディーゼル燃焼と同じく、予混合燃焼の割合よりも拡散燃焼の割合が多い燃焼状態(第 2 の燃焼状態)になり、しかも、吸気中には燃料に対して酸素が過剰に存在することから、激しい燃焼の際にも煤は殆ど生成しないが、EGR 率が増大して吸気中の酸素が少なくなると、拡散燃焼の状態が悪化して煤の生成量が急増するということである。一方、EGR 率が略 55% 以上になると、上述したように、新気と排気と燃料とが十分に混合された上で燃焼するようになり、このときには煤は殆ど生成しないと考えられる。

【0041】以上、要するに、この実施形態では、エンジン 1 が低負荷側の予混合燃焼領域(H)にあるときに、燃料を比較的早期に噴射するとともに、EGR 弁 3 5 の開度を制御して、EGR 率を予め設定した所定値(第 1 設定値：前記の実験例では略 55% くらいであるが、一般的には略 50～略 60% くらいに設定するのが好ましい)以上とすることで、NOx や煤の殆ど生成しない予混合燃焼が主体の低温燃焼を実現するものである。

【0042】これに対し、前記図 2 の制御マップに示すように、予混合燃焼領域(H)以外的高速ないし高負荷側の運転領域(D)(第 2 の運転状態)では、混合気の拡散燃焼の割合が予混合燃焼の割合よりも多い一般的な

ディーゼル燃焼を行うようにしている。すなわち、図3(d)に示すように、インジェクタ5により主に気筒2のTDC近傍で燃料を噴射させて、初期の予混合燃焼に続いて大部分の混合気を拡散燃焼させるようにする(以下、この運転領域(D)を拡散燃焼領域というが、この運転領域では気筒2の圧縮上死点近傍以外でも燃料を噴射するようにしてもよい)。

【0043】その際、EGR弁35の開度は、前記した予混合燃焼領域(H)に比べれば小さくして、EGR率が予め設定した所定値(第2設定値)以下になるようにする。この値は、拡散燃焼が主体の一般的なディーゼル燃焼において煤の増大を招かない範囲で、NO<sub>x</sub>の生成をできるだけ抑制するように設定されていて、具体的には図6のグラフに一例を示すように、拡散燃焼領域

(D)におけるEGR率の上限は、例えば略30~略40%の範囲に設定するのが好ましい。また、エンジン1の負荷が高くなるほど気筒2への新気の供給量を確保する必要があるため、高負荷側ほどEGR率は低くなり、しかも、高速ないし高負荷側ではターボ過給機30による吸気の過給圧が高くなるので、排気の還流は実質的に

行われぬ。【0044】ところで、前記の如くエンジン1の燃焼状態を切替えるようにした場合、その切換えの際に過渡的に排気状態の悪化等の問題が生じる虞れがある。すなわち、図7に模式的に示すように、予混合圧縮着火燃焼のときとディーゼル燃焼のときとでそれぞれEGR率の変化に対する煤の濃度の変化を見ると、例えば、エンジン1が予混合燃焼領域(H)から拡散燃焼領域(D)に移行する場合には、インジェクタ5による燃料の噴射態様を早期噴射(予混合圧縮着火燃焼)からTDC近傍での噴射(ディーゼル燃焼)に切換えるとともに、EGR弁35の開度を変更してEGR率が前記第1設定値以上の状態から第2設定値以下の状態へと移行する。即ち、同図(a)において実線で示す予混合圧縮着火燃焼(図には予混合燃焼と略記する)の状態から破線で示すディーゼル燃焼の状態へと移行するのであるが、この際、排気の還流量の変化にはある程度の時間が必要になるから、仮に燃料の噴射態様だけを直ちにTDC近傍での噴射に切換えるとすると、EGR率の過大な状態で拡散燃焼が主体のディーゼル燃焼に切り換わることになり、図に太線の矢印で示すように煤の生成が著しく増大してしまう。

【0045】また、反対に、拡散燃焼領域(D)から予混合燃焼領域(H)に移行するときには、同図(b)に矢印で示すように、ディーゼル燃焼の状態(破線で示す)から予混合圧縮着火燃焼の状態(実線で示す)へと移行するのであるが、このときに燃料の噴射態様だけを直ちにTDC近傍での噴射から早期噴射へと切換えるとすると、吸気中の還流排気の割合が不十分な状態で予混合圧縮着火燃焼に切り換わることになるから、予混合気の過早着火による急激な燃焼によって(図4参照)極めて大

きな燃焼音が発生するとともに、NO<sub>x</sub>の生成量が急増し、また、煤の生成量も増大してしまう。

【0046】このような問題に対し、この実施形態の燃焼制御装置Aでは、本発明の特徴部分として、エンジン1の運転状態が予混合燃焼領域(H)と拡散燃焼領域(D)との間で移行するときに、前記の如き過渡的な排気状態の悪化や騒音の発生を防止すべく、エンジン1を、予混合圧縮着火燃焼及びディーゼル燃焼のいずれとも異なる第3の燃焼状態とするようにした。

【0047】具体的には、エンジン1が予混合燃焼領域(H)及び拡散燃焼領域(D)の一方から他方に移行するときには、上述の如くEGR弁35の開度の制御によって排気の還流量が変更され、これによりEGR率が変化して過渡的に第1設定値よりも小さく且つ第2設定値よりも大きい値になる。このとき、予混合圧縮着火燃焼及びディーゼル燃焼のいずれによっても煤の濃度が高くなる所定の範囲(例えば図7(a)においてEGR率EGRがEGR1~EGR2の範囲)では、各気筒2のインジェクタ5による燃料の噴射時期が、気筒2の膨張行程において失火を招かない範囲で、できるだけ遅角側に制御される。

【0048】すなわち、エンジン1の気筒2の膨張行程では、ピストン3の下降移動に伴い燃焼室4容積が増大してその温度及び圧力が低下するため、燃料噴射時期が遅角するほど着火遅れ時間が長くなる。このため、燃料噴射時期が遅角しすぎると、着火に至らずに燃料が排出されてしまうので(失火)、そうならない範囲でできるだけ遅角させるようにすれば、長い着火遅れ期間の間に燃料噴霧の大部分を吸気(空気及び還流排気)と十分に混合させてから燃焼させることができる。

【0049】そのような第3燃焼状態における熱発生率の特性を、一般的なディーゼル燃焼と対比して図8のグラフに示す。まず、熱発生率のグラフの全体的な形状を見ると、図に破線で示す一般的なディーゼル燃焼のときには、初期の急激な燃焼(予混合燃焼)の区間とそれに続く緩やかな燃焼(拡散燃焼)の区間とが区別されるのに対し、図に実線で示す第3の燃焼状態ではそのような区別がない。また、第3燃焼状態では、熱発生開始直後のグラフの立ち上がりが緩やかであり、緩慢な燃焼であることが分かる。つまり、第3燃焼状態では、燃料が全体として緩やかな予混合燃焼になっていて、予混合圧縮着火燃焼と同様に排気中のNO<sub>x</sub>や煤の濃度が極めて低くなると考えられる。

【0050】つまり、エンジン1の燃焼状態を切替える途中で、気筒2内の燃焼室4における排気の還流割合が予混合圧縮着火燃焼のためには少な過ぎ、一方、ディーゼル燃焼とするには多過ぎるときに、エンジン1を前記第3の燃焼状態とすることで、NO<sub>x</sub>や煤の生成を十分に低減することができる。また、このときには予混合気の過早着火によって過大な燃焼音が発生する虞れもない。

【0051】尚、前記図7(a)に示すEGR率EGRの2つの所定値EGR1、EGR2は、前記の如く、予混合圧縮着火燃焼及びディーゼル燃焼の両方で煤の濃度が高くなる範囲を区切るものであり、それぞれ、エンジン1が予混合燃焼領域(H)から拡散燃焼領域(D)に移行するとき、予混合圧縮着火燃焼の状態から第3燃焼状態に、また、第3燃焼状態からディーゼル燃焼状態に切換える基準となるものであるから、以下、切換EGR率と呼ぶことにする。同様に、図7(b)に示すEGR率EGRの2つの所定値EGR3、EGR4は、それぞれ、エンジン1が拡散燃焼領域(D)から予混合燃焼領域(H)に移行するときに対応する切換EGR率の値である。また、互いに対応する切換EGR率の値(EGR1とEGR3、EGR2とEGR4)が少しだけ異なっているのは、ハンチングを防止するためであるが、それぞれ、EGR1=EGR3、EGR2=EGR4とすることも可能である。

【0052】(燃料噴射制御) 以下に、前記ECU40によるインジェクタ5の具体的な制御手順を、図9及び図10のフローチャート図に基づいて説明する。まず、図9に示すフローのスタート後のステップSA1において、少なくとも、燃圧センサ7からの信号、クランク角センサ11からの信号、吸気圧センサ18からの信号、エアフローセンサ19からの信号、リニアO<sub>2</sub>センサ29からの信号、アクセル開度センサ39からの信号等を入力し(データ入力)、また、ECU40のメモリに記憶されている各種フラグの値を読み込む。続いて、ステップSA2において、クランク角信号から求めたエンジン回転速度 $ne$ とアクセル開度 $Acc$ とに基づいて、エンジン1の目標トルク $Trq$ を目標トルクマップから読み込んで、設定する。この目標トルクマップは、アクセル開度 $Acc$ とエンジン回転速度 $ne$ とに対応する最適な値を予め実験的に求めて設定して、ECU40のメモリに電子的に格納したものであり、図11(a)に一例を示すように、アクセル開度 $Acc$ が大きいほど、またエンジン回転速度 $ne$ が高いほど、目標トルク $Trq$ が大きくなっている。

【0053】続いて、ステップSA3において、燃焼モードマップ(図2参照)を参照してエンジン1の燃焼モードを判定する。すなわち、目標トルク $Trq$ とエンジン回転速度 $ne$ とに基づいてエンジン1が予混合燃焼領域(H)にあるかどうか判定し、この判定がNOで拡散燃焼領域(D)ならば後述のステップSA8に進む一方、判定がYESならばステップSA4に進んで、今度は前回の制御サイクルにおいてエンジン1が拡散燃焼領域(D)にあったかどうか判定する。この判定は、例えば、前回の制御サイクルのステップSA3における判定結果に応じて運転領域を表すフラグの値を更新し、これをECU40のメモリに記憶するようにしておいて、そのフラグの値に基づいて判定するようにすればよい。そして、判定がYESであれば、拡散燃焼領域(D)から

予混合燃焼領域(H)への移行時であるから、ステップSA5に進んで移行フラグ $FH$ をオンにして( $FH \leftarrow 1$ )ステップSA6に進み、ここで、切換EGR率 $EGR*1$ 、 $EGR*2$ の値をそれぞれ所定値EGR3、EGR4として、後述する図10のステップSB7に進む。

【0054】また、前記ステップSA4の判定がNOであればステップSA7に進んで、前記移行フラグ $FH$ がオンかどうか判定し( $FH=1?$ )、判定がYESならば前記ステップSA6に進む一方、判定がNOであれば、図10に示すフローのステップSB1~SB6に進んで、予混合圧縮着火燃焼状態になるようにインジェクタ5により燃料を早期噴射させる。すなわち、まず、ステップSB1において、目標トルク $Trq$ とエンジン回転速度 $ne$ とに基づいて、図11(b)に示すような噴射量マップの予混合燃焼領域(H)から基本噴射量 $QHb$ を読み込み、また、同様に同図(c)に示すような噴射時期マップから基本噴射時期 $ITHb$ (インジェクタ5の針弁が開くクランク角位置)を読み込む。前記噴射量マップや噴射時期マップは、目標トルク $Trq$ とエンジン回転速度 $ne$ とに対応する最適な値を予め実験的に求めて設定して、ECU40のメモリに電子的に格納したものであり、前記噴射量マップにおける基本噴射量 $QHb$ の値は、予混合燃焼領域(H)においてアクセル開度 $Acc$ が大きいほど、またエンジン回転速度 $ne$ が高いほど大きくなっている。

【0055】また、前記噴射時期マップにおいて基本噴射時期 $ITHb$ の値は、予混合燃焼領域(H)においてアクセル開度 $Acc$ が大きいほど、またエンジン回転速度 $ne$ が高いほど進角側になっていて、燃料噴霧の殆どが空気と十分に混合されてから燃焼するよう、気筒2の圧縮行程における所定のクランク角範囲(例えばBTD $90^{\circ}$ ~ $30^{\circ}$ CA)において燃料噴射量や燃圧に対応付けて設定されている。

【0056】続いて、ステップSB2において噴射時期の補正係数 $cl$ を補正テーブルから読み込む。この補正テーブルは、燃焼室4への排気の還流状態に基づいてインジェクタ5による燃料噴射時期を補正するために、EGR率に対応する最適な補正係数 $cl$ の値を予め実験的に求めて設定し、ECU40のメモリに電子的に格納したものであり、例えば、EGR率が高いほど噴射時期が遅角するように設定されている。そして、ステップSB3において燃料噴射量や噴射時期の補正演算を行う。これは、例えば前記基本噴射時期 $QHb$ をエンジン水温や吸気圧等に応じて補正して目標噴射量 $QH$ を求めるとともに、前記基本噴射時期 $ITHb$ に前記補正係数 $cl$ を乗じて目標噴射時期 $ITH$ を求める。

【0057】続いて、ステップSB4において目標噴射量 $QH$ 及び目標噴射時期 $ITH$ をそれぞれ設定し、続くステップSB5において移行フラグ $FH$ をクリアし( $FH \leftarrow 0$ )、続くステップSB6において、エンジン1の各気筒2毎に気筒2の圧縮行程の前記設定した燃料噴射時期

ITHIになれば、インジェクタ 5 による燃料の噴射作動を実行し、しかる後にリターンする。

【0058】つまり、アクセル開度Acc及びエンジン回転速度neに基づいてエンジン 1 が予混合燃焼領域 (H) にあると判定され、且つ拡散燃焼領域 (D) からの移行時でなければ、このときには、各気筒 2 毎のインジェクタ 5 により圧縮行程の所定クランク角範囲で早期に燃料を噴射させ、吸気と十分に混合した上で着火させて燃焼させるようにしている (予混合圧縮着火燃焼)。

【0059】一方、前記図 9 のフローのステップ SA 3 において、エンジン 1 が拡散燃焼領域 (D) にあると判定されて進んだステップ SA 8 では、前回の制御サイクルにおいてエンジン 1 が予混合燃焼領域 (H) にあったかどうか判定し、判定がYESであれば、ステップ SA 9 に進んで移行フラグFDをオンにしてから (FD←1) ステップ SA 10 に進む。そして、前記ステップ SA 6 と同様に切換EGR率EGR\*1、EGR\*2の値をそれぞれ所定値EGR1、EGR2として、後述する図 10 のステップ SB 7 に進む。一方、前記ステップ SA 8 において判定がNOであればステップ SA 11 に進み、移行フラグFDがオンかどうか判定する (FD=1?)。この判定がYESならば前記ステップ SA 10 に進む一方、判定がNOであれば図 10 のフローのステップ SB 10～SB 14 に進んで、ディーゼル燃焼状態になるようにインジェクタ 5 により燃料をTDC近傍で噴射させる。

【0060】すなわち、まずステップ SB 10 では、目標トルクTrqとエンジン回転速度neとに基づいて噴射量マップ (図 11 (b) 参照) の拡散燃焼領域 (D) から基本噴射量QDbを読み込み、同様に噴射時期マップ (同図 (c) 参照) における拡散燃焼領域 (D) から基本噴射時期ITDbを読み込む。前記噴射量マップにおける基本噴射量QDbの値は、拡散燃焼領域 (D) においてアクセル開度Accが大きいほど、またエンジン回転速度neが高いほど大きくなるように設定されている。また、前記噴射時期マップの拡散燃焼領域 (D) における基本噴射時期ITDbの値は、燃料噴射の終了時期 (インジェクタ 5 の針弁が閉じるクランク角位置) が圧縮上死点後の所定の時期になって、燃料噴霧が良好に拡散燃焼するように燃料噴射量や燃圧 (コモンレール圧) に対応付けて設定されている。

【0061】続いて、ステップ SB 11 において噴射量及び噴射時期の各補正係数c2、c3を補正テーブルから読み込む。この補正テーブルは、燃焼室 4 への排気の還流状態に基づいて燃料噴射量及び噴射時期をそれぞれ補正するために、EGR率に対応する補正係数c2、c3の最適値を予め実験的に求めて設定し、ECU 40 のメモリに電子的に格納したものであり、例えば、EGR率が相対的に高いときに噴射量を減量するとともに、EGR率が高いときほど噴射時期を遅角するように設定すればよい。続いて、ステップ SB 12 において燃料噴射量や噴

射時期の補正演算を行う。これは、前記基本噴射時期QDbに前記補正係数c2を乗じて目標噴射量QDiを求めるとともに、前記基本噴射時期ITDbに前記補正係数c3を乗じて目標噴射時期ITDiを求める。

【0062】そして、ステップ SB 13 において目標噴射量QDi及び目標噴射時期ITDiをそれぞれ設定し、続くステップ SB 14 において移行フラグFDをクリアして (FD←0)、前記ステップ SB 6 に進んでエンジン 1 の各気筒 2 毎に気筒 2 の圧縮行程の前記設定した燃料噴射時期ITDiになれば、インジェクタ 5 による燃料の噴射作動を実行して、しかる後にリターンする。

【0063】つまり、アクセル開度Acc及びエンジン回転速度neに基づいてエンジン 1 が拡散燃焼領域 (D) にあると判定され、且つ予混合燃焼領域 (H) からの移行時でなければ、一般的なディーゼル燃焼となるようにTDC近傍でインジェクタ 5 により燃料を噴射させるようにしている。尚、拡散燃焼領域 (D) における燃料の噴射形態としては、噴射時期ITDiにおいてインジェクタ 5 を開弁させて燃料噴射量QDiに対応する分量の燃料を一括して噴射させるようにしてもよいし、その噴射時期ITDiよりも進角側から燃料を複数回に分割して噴射させるようにしてもよい。また、それらに加えて、気筒 2 の膨張行程で少量の燃料を追加で噴射するようにしてもよい。

【0064】これに対し、エンジン 1 が予混合燃焼領域 (H) 及び拡散燃焼領域 (D) の間で移行するときには、エンジン 1 を、過渡的に前記予混合圧縮着火燃焼でもディーゼル燃焼でもない第 3 の燃焼状態にする。すなわち、前記図 9 のフローのステップ SA 6 又はステップ SA 10 のいずれかに続いて、図 10 のフローのステップ SB 7 において、まず、エンジン 1 の実際のEGR率 (実EGR率EGR) を推定する。この推定方法としては、例えば、エアフローセンサ 19 からの信号に基づいて求められる吸入空気量と、リニアO2センサ 29 からの信号に基づいて求められる酸素濃度と、目標燃料噴射量QHi、QDiとに基づいて所定の計算により推定するようにすればよい。

【0065】続いて、ステップ SB 8 において、前記実EGR率EGRが切換EGR率EGR\*1よりも大きいかどうか判定し、EGR>EGR\*1でYESであれば前記ステップ SB 1～SB 5 に進んで予混合圧縮着火燃焼とする一方、EGR≤EGR\*1でNOであればステップ SB 9 に進み、今度は実EGR率EGRが切換EGR率EGR\*2以上かどうか判定する。そして、EGR≥EGR\*2でYESであれば前記ステップ SB 10～SB 14 に進んでディーゼル燃焼とする一方、EGR<EGR\*2でNOであればステップ SB 15～SB 18 に進んで、第 3 燃焼状態になるようにインジェクタ 5 により燃料を気筒 2 の膨張行程で噴射させる。

【0066】すなわち、まずステップ SB 15 では、目標トルクTrqとエンジン回転速度neとに基づいて、図 1

2 (a) に示すような移行時の噴射量マップから基本噴射量  $Q_{kb}$  を読み込み、また、同様に同図 (b) に示すような移行時の噴射時期マップから基本噴射時期  $IT_{kb}$  を読み込む。前記移行時の噴射量マップや噴射時期マップは、エンジン 1 を第 3 の燃焼状態とする場合の基本的な燃料噴射量及び噴射時期をそれぞれ目標トルク  $Trq$  とエンジン回転速度  $ne$  とに対応付けて実験的に設定して、ECU 40 のメモリに電子的に格納したものである。

【0067】尚、前記移行時の噴射量マップにおける基本噴射量  $Q_{kb}$  の値は、エンジン 1 を予混合圧縮着火燃焼の状態やディーゼル燃焼状態とするときの噴射量マップ (図 11 (b) 参照) と同様に、アクセル開度  $Acc$  が大きいほど、またエンジン回転速度  $ne$  が高いほど大きくなっているが、第 3 燃焼状態では予混合圧縮着火燃焼やディーゼル燃焼に比べてサイクル効率が低いので、目標トルク  $Trq$  に対応する出力が得られるように噴射量  $Q_{kb}$  の値は、対応する噴射量  $Q_{hb}$ 、 $Q_{db}$  の値よりも大きくなっている。このことで、エンジン 1 の燃焼状態が切り換わってもトルクの変動が抑えられ、運転フィーリングが損なわれることがない。

【0068】また、前記移行時の噴射時期マップにおける基本噴射時期  $IT_{kb}$  の値は、インジェクタ 5 から燃焼室 4 に噴射された燃料噴霧の大部分が吸気と予混合化されてから燃焼するように、また、失火を招くことのないように、ピストン 5 の下降移動に伴う燃焼室 4 の温度及び圧力の低下を考慮して、設定されている (例えば  $ATDC5^\circ CA$  近傍)。

【0069】続いて、ステップ  $SB16$  において噴射量及び噴射時期の各補正係数  $c4$ 、 $c5$  を補正テーブルから読み込む。この補正テーブルは、燃焼室 4 への排気の還流状態に基づいて燃料噴射量及び噴射時期をそれぞれ補正するために、EGR 率に対応する補正係数  $c4$ 、 $c5$  の最適値を予め実験的に求めて設定し、ECU 40 のメモリに電子的に格納したものであって、例えば、図 12 (c) に一例を示すように、燃料噴射量の補正係数  $c4$  は、EGR 率が相対的に低いときには概ね 1 であり、EGR 率が相対的に高いときには、EGR 率が高いほど大きな値となって燃料噴射量を増量するように設定されている。また、燃料噴射時期の補正係数  $c5$  は、EGR 率が相対的に低いときには概ね 1 であり、EGR 率が相対的に高いときには、高いほど燃料噴射時期を進角させるような値に設定されている。

【0070】続いて、ステップ  $SB17$  において燃料噴射量や噴射時期の補正演算を行う。これは、前記基本噴射時期  $Q_{kb}$  に前記補正係数  $c4$  を乗じて目標噴射量  $Q_{ki}$  を求めるとともに、前記基本噴射時期  $IT_{kb}$  に前記補正係数  $c5$  を乗じて目標噴射時期  $IT_{ki}$  を求める。そして、ステップ  $SB18$  において目標噴射量  $Q_{ki}$  及び目標噴射時期  $IT_{ki}$  をそれぞれ設定し、前記ステップ  $SB6$  に進んで、エンジン 1 の各気筒 2 毎に気筒 2 の膨張行程の前記設定し

た燃料噴射時期  $IT_{ki}$  になれば、インジェクタ 5 による燃料の噴射作動を実行して、しかる後にリターンする。

【0071】つまり、エンジン 1 が予混合燃焼領域 (H) と拡散燃焼領域 (D) との一方から他方に移行するときには、実 EGR 率  $EGR$  を切換 EGR 率  $EGR^*1$ 、 $EGR^*2$  と比較して、EGR 率  $EGR$  の高いときには ( $EGR > EGR^*1$ ) 予混合圧縮着火燃焼とする一方、EGR 率  $EGR$  の低いときには ( $EGR < EGR^*2$ ) ディーゼル燃焼とし、また、それらの中間の所定範囲では ( $EGR^*2 \leq EGR \leq EGR^*1$ )、インジェクタ 5 により燃料を気筒 2 の膨張行程の所定期間に噴射させて、予混合燃焼が主体の第 3 の燃焼状態とするようにしている。

【0072】前記図 9 に示す制御フローのステップ  $SA3$  により、アクセル開度  $Acc$  とエンジン回転速度  $ne$  とに基づいてエンジン 1 の目標トルク  $Trq$  を設定する目標トルク設定部 40a (目標トルク設定手段) が構成されている。

【0073】また、前記制御フローのステップ  $SA4 \sim SA11$  と、図 10 に示す制御フローのステップ  $SB1 \sim SB6$ 、 $SB8 \sim SB18$  とにより、エンジン 1 が予混合燃焼領域 (H) にあるときに予混合圧縮着火燃焼となるように、インジェクタ 5 により燃料を気筒 2 の圧縮行程で早期噴射させる一方、拡散燃焼領域 (D) では一般的なディーゼル燃焼となるよう、燃料を少なくとも  $TDC$  近傍で噴射させる噴射制御部 40b (燃料噴射制御手段) が構成されている。

【0074】そして、前記噴射制御部 40b は、前記目標トルク設定部 40a により設定された目標トルク  $Trq$  に応じて燃料噴射量  $Q$  を制御することで、エンジン 1 が予混合圧縮着火燃焼やディーゼル燃焼の状態と第 3 の燃焼状態との一方から他方に切り換わる際に、第 3 燃焼状態のときの燃料噴射量が相対的に多くなるように制御するものである。

【0075】さらに、前記図 10 の制御フローのステップ  $SB7$  により、エンジン 1 の実際の EGR 率を推定する EGR 推定部 40c (EGR 推定手段) が構成されていて、前記噴射制御部 40b は、エンジン 1 が前記予混合燃焼領域 (H) 又は拡散燃焼領域 (D) の一方から他方に移行するとき、前記 EGR 推定部 40c による実 EGR 値の推定結果に基づいて、燃焼室 4 への実際の排気還流状態が所定の状態にある間 ( $EGR^*2 \leq EGR \leq EGR^*1$ )、エンジン 1 を予混合燃焼が主体の第 3 燃焼状態にするように構成されている。

【0076】(EGR 制御) 次に、前記 ECU 40 による EGR 制御の具体的な手順について、図 13 のフローチャート図に基づいて説明すると、まず、スタート後のステップ  $SC1$  において、少なくとも、燃圧センサ 7 からの信号、クランク角センサ 11 からの信号、吸気圧センサ 18 からの信号、エアフローセンサ 19 からの信号、リニア  $O_2$  センサ 29 からの信号、アクセル開度セ

ンサ 39 からの信号等を入力し（データ入力）、また、ECU 40 のメモリに記憶されている各種フラグの値を読み込む。続いて、ステップ SC 2 において、図 9 に示す燃料噴射制御フローのステップ SA 3 と同様にしてエンジン 1 の燃焼モードを判定し、拡散燃焼領域（D）で NO ならばステップ SC 5 に進む一方、予混合燃焼領域（H）で YES ならばステップ SC 3 に進む。

【0077】このステップ SC 3 では、ECU 40 のメモリに電子的に格納されている EGR マップからエンジン 1 の予混合圧縮着火燃焼状態に対応する EGR 弁 35 の開度の目標値 EGRhb を読み込んで設定し、続いて、ステップ SC 4 において、ECU 40 から EGR 弁 35 のダイヤフラムの電磁弁 37 に制御信号を出力して（EGR 弁の作動）、しかる後にリターンする。

【0078】一方、前記ステップ SC 2 においてエンジン 1 が拡散燃焼領域（D）にあると判定して進んだステップ SC 5 では、前記 EGR マップからエンジン 1 の拡散燃焼状態に対応する EGR 弁 35 の開度の目標値 EGRD を読み込み、前記ステップ SC 5 に進んで、EGR 弁 35 を作動させて、しかる後にリターンする。

【0079】前記 EGR マップは、目標トルク Trq とエンジン回転速度 ne とに対応する最適な値を予め実験的に求めて設定したものであり、図 14 (a) に一例を示すように、EGR 弁 35 の開度の目標値 EGRH、EGRD を、予混合燃焼領域（H）と拡散燃焼領域（D）とにおいてそれぞれアクセル開度 Acc が大きいほど、またエンジン回転速度 ne が高いほど小さくなるように設定したものである。より詳しくは、低速低負荷側の所定の運転状態（同図に点 X で示す）から高速高負荷側の所定の運転状態（同図に点 Y で示す）まで運転状態が変化するとき、EGR 弁 35 の開度が同図 (b) の如く変化するように、目標値 EGRH、EGRD がそれぞれ設定されている。すなわち、運転状態の変化の軌跡を表す直線 X-Y に沿って見たときに、EGR 弁 35 の開度は予混合燃焼領域（H）で高速高負荷側に向かって徐々に小さくなり、拡散燃焼領域（D）との境界を超えて一段、小さくなった後に、再び高速高負荷側に向かって徐々に小さくなっている。その際、エンジン 1 の運転状態の変化に対する EGR 弁 35 の開度の変化は、予混合燃焼領域（H）では極めて小さく、一方、拡散燃焼領域（D）では比較的大きく

【0080】つまり、エンジン 1 が予混合燃焼領域（H）にあるときには、EGR 弁 35 を相対的に大きく開いて、EGR 通路 34 により多量の排気を吸気通路 16 に還流させ、これにより EGR 率 EGR を第 1 設定値以上として良好な予混合圧縮着火燃焼を実現する。一方、エンジン 1 が拡散燃焼領域（D）にあるときには、エンジン 1 を一般的なディーゼル燃焼の状態にし、このときには EGR 弁 35 の開度を相対的に小さくして、EGR 率 EGR を第 2 設定値以下の適度な状態とすることで、煤

の増大を招くことなく、NOx を低減するようにしている。

【0081】前記図 13 に示す制御フローによって、全体として、エンジン 1 が予混合燃焼領域（H）にあるときに、EGR 値が第 1 設定値以上になるように EGR 弁 35 の開度を制御する一方、拡散燃焼領域（D）にあるときには EGR 値が前記第 1 設定値よりも少ない第 2 設定値以下になるように、EGR 弁 35 の開度を制御する EGR 制御部 40 d（排気還流制御手段）が構成されている。

【0082】（作用効果）次に、この実施形態に係るディーゼルエンジン 1 の燃焼制御装置 A の作用効果を説明すると、まず、エンジン 1 が予混合燃焼領域（H）にあって且つ拡散燃焼領域（D）からの移行時でないときには、EGR 弁 35 が相対的に大きく開かれ、タービン 27 上流の排気通路 26 から取り出された排気が EGR 通路 34 によって吸気通路 16 に還流される。そして、そのように還流する多量の排気が外部から供給される新気と共に気筒 2 内の燃焼室 4 へ供給されて、燃焼室 4 への排気の還流割合が高い状態（実 EGR 率 EGR が第 1 設定値以上の状態）になる。

【0083】この状態の燃焼室 4 に対し、インジェクタ 5 により燃料が気筒 2 の圧縮行程の所定クランク角範囲（BTD C 90° ~ 30° CA）で噴射開始されると、燃料は燃焼室 4 において比較的広く分散し且つ吸気（新気及び還流排気）と十分に混合して、均質度合いの高い混合気を形成する。この混合気中では、特に燃料蒸気や酸素の密度が高い部分で比較的低温度の酸化反応（いわゆる冷炎）が進行するが、混合気中には空気（窒素、酸素等）と比べて熱容量の大きい排気（二酸化炭素等）が多量に混在していて、その分、燃料及び酸素の密度が全体的に低くなっており、しかも、反応熱は熱容量の大きい二酸化炭素等に吸収されることになるので、高温の酸化反応への移行（いわゆる着火）は抑制されて、着火遅れ時間が長くなる。

【0084】そして、気筒 2 の圧縮上死点近傍に至り、燃焼室 4 の気体の温度がさらに上昇し且つ燃料及び酸素の密度が十分に高くなると、混合気は一斉に着火して燃焼する。この際、混合気中の燃料蒸気と空気及び還流排気とは既に十分に均一に分散しており、比較的燃料密度の高い部分では冷炎反応が進行しているから、混合気中には燃料の過濃な部分が殆ど存在せず、従って、燃焼に伴う煤の生成は殆ど見られない。

【0085】また、前記の如く混合気中の燃料蒸気の分布が均一化されていることから、混合気全体が一斉に燃焼してもその内部で局所的に急激な熱発生が起こることがなく、しかも、燃料と酸素との反応によって発生する熱（燃焼熱）はそれらの周囲に分散する排気（二酸化炭素等）によって吸収されることになるので、混合気全体としても燃焼温度の上昇が抑えられて、NOx が大幅に

低減される。

【0086】一方、エンジン1が拡散燃焼領域(D)にあり、且つ予混合燃焼領域(H)からの移行時でなければ、インジェクタ5により燃料が少なくともTDC近傍で燃焼室4に噴射され、初期の予混合燃焼に続いて良好に拡散燃焼する(一般的なディーゼル燃焼)。この際、EGR弁35の開度は相対的に小さくされ、適度な分量の排気の還流によってNO<sub>x</sub>や煤が低減されるとともに、排気の還流割合が所定以下とされることで(実EGR率 $\leq$ 第2設定値)、新しい空気の供給量が確保され、十分な出力が得られるようになる。

【0087】さらに、エンジン1の運転状態が予混合燃焼領域(H)と拡散燃焼領域(D)との間で移行するときには、エンジン1は、前記予混合圧縮着火燃焼及びディーゼル燃焼のいずれとも異なる第3の燃焼状態になる。すなわち、まず、エンジン1が予混合燃焼領域(H)から拡散燃焼領域(D)へ移行するときには、ECU40のEGR制御部40dによってEGR弁35の開度を変更され、燃焼室4への排気の還流量が減少する。そして、図15(a)に模式的に示すように、実EGR率EGRが切換EGR率EGR\*1(EGR1)以下になると、ECU40の噴射制御部40bによって燃料噴射量が增大されるとともに(同図(b)参照)、燃料噴射時期が気筒2の膨張行程まで大幅に遅角される(同図(c)参照)。

【0088】このことで、エンジン1は、気筒2の膨張行程において燃焼室4に噴射された燃料噴霧の大部分が予混合化された状態で燃焼する第3の燃焼状態になり、同図(a)に矢印で示すように、燃焼室4への排気の還流割合が予混合圧縮着火燃焼及び拡散燃焼のいずれにも適さない中間的な状態の間、NO<sub>x</sub>や煤が殆ど生成しない燃焼状態になる。また、エンジン1が予混合圧縮着火燃焼の状態から第3燃焼状態に切り換わるときには、燃料噴射量が増量されるので( $Q_{K1} > Q_{H1}$ )、第3燃焼状態の方がサイクル効率が低くても、エンジン1の出力トルクは殆ど変動しない。さらに、第3燃焼状態のときには、同図の右から左へ、時間の経過とともに実EGR率EGRが低下するに従い、図(b)の如く燃料噴射量が漸減し、また、図(c)の如く燃料噴射時期が徐々に遅角側に移行する。すなわち、気筒2の膨張行程で燃料を噴射する第3の燃焼状態では、EGR率EGRが高いほど燃焼が緩慢になってサイクル効率が低下するとともに、失火する虞れも強くなるが、EGR率EGRの高いときほど燃料噴射量を多くし、また、噴射時期を進角側に制御することで、失火が防止できるとともに、目標トルクTrqに見合う出力が得られるのである。

【0089】続いて、実EGR率EGRが切換EGR率EGR\*2(EGR2)よりも低くなると、今度は噴射制御部40bによって燃料噴射量が減少されるとともに(同図(b)参照)、燃料噴射時期は気筒2のTDC近傍に制御されるようになり(同図(c)参照)、エンジン1は、拡散燃焼

が主体のディーゼル燃焼の状態になる。つまり、第3燃焼状態からディーゼル燃焼状態へ切り換わることによってサイクル効率が向上する分、燃料噴射量が少なくされるので( $Q_{K1} > Q_{D1}$ )、このときにもエンジン1の出力トルクは殆ど変動しない。

【0090】前記と反対に、エンジン1が拡散燃焼領域(D)から予混合燃焼領域(H)に移行するときには、図示しないが、エンジン1の実EGR率EGRが切換EGR率EGR\*2(EGR4; 図7(b)参照)以上になると燃料噴射量が減量されるとともに、燃料噴射時期が気筒2のTDC近傍から遅角側に変更され、ディーゼル燃焼状態から第3燃焼状態に切り換わってNO<sub>x</sub>や煤の殆ど生成しない燃焼状態になり、さらに時間が経過して実EGR率EGRが切換EGR率EGR\*1(EGR3)を超えると、燃料噴射量が減量されるとともに、燃料噴射時期が気筒2の圧縮行程まで大幅に進角されて、エンジン1は予混合圧縮着火燃焼の状態になる。

【0091】したがって、この実施形態に係るディーゼルエンジンの燃焼性御装置Aによると、エンジン1が予混合燃焼領域(H)及び拡散燃焼領域(D)の一方から他方に移行する際、燃焼室4への排気の還流割合が過渡的に予混合圧縮着火燃焼及び拡散燃焼のいずれにも適さない状態(実EGR率が第1設定値よりも小さく且つ第2設定値よりも大きい状態)になったとき、インジェクタ5により燃料を気筒2の膨張行程の所定期間に噴射させて、予混合燃焼が主体の第3の燃焼状態にすることで、過渡的に煤の濃度が高くなったり、或いは早期噴射した燃料の過早着火によって過大な燃焼音が発生したりすることを防止できる。

【0092】その際、排気通路26に配設したリニアO<sub>2</sub>センサ29等からの信号に基づいて実EGR率EGRを推定し、この推定結果に基づいて、実EGR率EGRが高いときほど燃料噴射時期を進角側に制御するようにしているので、燃焼室4において実際に還流排気の割合が変化することに対応して燃料噴射時期等を最適に制御できるとともに、失火を防止しながら、燃料噴射時期を最大限に遅角させて、燃料噴霧の十分な予混合化を実現できる。

【0093】しかも、エンジン1を前記第3の燃焼状態とする期間は、予混合圧縮着火燃焼及びディーゼル燃焼のいずれであっても煤の濃度がある程度以上、高くなる時( $EGR*2 \leq EGR \leq EGR*1$ )限定して、比較的燃費の悪い第3の燃焼状態とする期間を最小限に留めることができる。

【0094】また、この実施形態のエンジン1では、前記の如く運転領域(H)、(D)間を移行する際に、予混合圧縮着火燃焼やディーゼル燃焼の状態と第3燃焼状態との間で切り換わる時に、それら各燃焼状態毎にサイクル効率が異なることの影響を相殺するように燃料噴射量が制御されるので、エンジン1の出力トルクは殆ど変動せず、不快なショックの発生をも防止できる。

【0095】（他の実施形態）尚、本発明の構成は、前記の実施形態に限定されることはなく、その他の種々の構成をも包含するものである。すなわち、例えば、前記実施形態においては、エンジン1が運転領域（H）、

（D）間で移行するときに、第3の燃焼状態とするようにしているが、これに限らず、例えばエンジン1が予混合燃焼領域（H）にあって、触媒コンバータ28の昇温促進やNOx吸収材への還元成分の供給のために、一時的に予混合圧縮着火燃焼の状態からディーゼル燃焼の状態へ切換えるときにも、エンジン1を一時的に第3の燃焼状態とするようにしてもよい。

【0096】また、前記実施形態において、エンジン1に気筒2内の燃焼室4における流動を強化する手段（例えば、吸気通路16の一部を塞いでスワールやタンブルを強化するシャッター弁や吸気弁のリフト量を変更する可変動弁機構等）を備え、これを第3燃焼状態のときに作動させて気筒2内の流動を強化するようにしてもよい。こうすれば、第3燃焼状態の時の燃焼速度を全体に向上して、サイクル効率の低下を抑制することができるので、切換え時に第3燃焼状態とすることに起因する燃費の悪化をある程度、軽減できる。

【0097】さらに、前記実施形態では、エンジン1を予混合圧縮着火燃焼の状態にするとときに、インジェクタ5による燃料の噴射を気筒2の圧縮行程の所定クランク角範囲で開始させるようにしているが、これに限らず、燃料の噴射は気筒2の吸気行程から開始するようにしてもよい。

【0098】

【発明の効果】以上、説明したように、請求項1の発明に係るディーゼルエンジンの燃焼制御装置によると、エンジン1をその運転状態に応じて、相対的に予混合燃焼割合の多い第1燃焼状態と拡散燃焼割合の多い第2燃焼状態とに切換えるようにしたもののにおいて、前記第1及び第2燃焼状態のうちの一方から他方に移行するときに、燃料噴射時期を気筒の膨張行程の所定のタイミングとして、相対的に予混合燃焼の割合が多い第3の燃焼状態とするようにしたので、過渡的に過大な燃焼音の発生することや排気状態が悪化することを抑制できる。

【0099】請求項2の発明によると、第3燃焼状態のときの燃料噴射時期を第2燃焼状態のときよりも遅角側に制御することで、予混合燃焼の割合を多くして、請求項1の発明の効果をより確実に得ることができる。

【0100】請求項3の発明によると、第3燃焼状態のときに、燃料噴射時期を実際の排気還流状態の変化に対応するように正確に制御することができ、請求項1又は2の発明の効果を十分に得ることができる。

【0101】請求項4の発明によると、第3燃焼状態のときに、排気の還流割合が高いほど燃料噴射時期を進角させることで、失火を防止しながら、燃料噴射時期を最大限に遅角させることができる。

【0102】請求項5及び請求項6の発明によると、エンジンの目標トルクに対応するように燃料噴射量を制御することで、エンジンの燃焼状態が切り換わるときにもトルクの変動を抑制できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施形態に係るエンジンの燃焼制御装置の全体構成図である。

【図2】エンジンの燃焼モードを切換える制御マップの一例を示す図である。

【図3】インジェクタによる噴射作動の様子を模式的に示す説明図である。

【図4】EGR率の変化に対する熱発生率の変化を示すグラフ図である。

【図5】EGR率の変化に対して、（a）空気過剰率、（b）NOx濃度及び（c）煤の濃度の変化を互いに対応付けて示すグラフ図である。

【図6】ディーゼル燃焼のときのEGR率の変化に対する排気中のNOx及び煤の濃度の変化をそれぞれ示すグラフ図である。

【図7】予混合圧縮着火燃焼とディーゼル燃焼との間で切り換わる時の実EGR率の変化と、これに対応する煤の濃度の変化とを対応付けて示すグラフ図である。

【図8】第3燃焼状態における熱発生率の特性を一般的なディーゼル燃焼と対比して示すグラフ図である。

【図9】燃料噴射制御の前半の手順を示すフローチャート図である。

【図10】燃料噴射制御の後半の手順を示すフローチャート図である。

【図11】エンジンの目標トルクマップ（a）、噴射量マップ（b）及び噴射時期マップ（c）の一例を示す説明図である。

【図12】エンジンが第3燃焼状態のときの噴射量マップ（a）、噴射時期マップ（b）及び補正テーブル（c）の一例を示す説明図である。

【図13】EGR制御の手順を示すフローチャート図である。

【図14】EGRマップ（a）、及びそのマップ上でのEGR弁開度の変化特性（b）の一例を示す説明図である。

【図15】エンジンが予混合圧縮着火燃焼から第3燃焼状態を経てディーゼル燃焼に切り換わる時の実EGR率の変化に対して、煤の濃度（a）、燃料噴射量（b）及び燃料噴射時期（c）の変化を対応付けて示す説明図である。

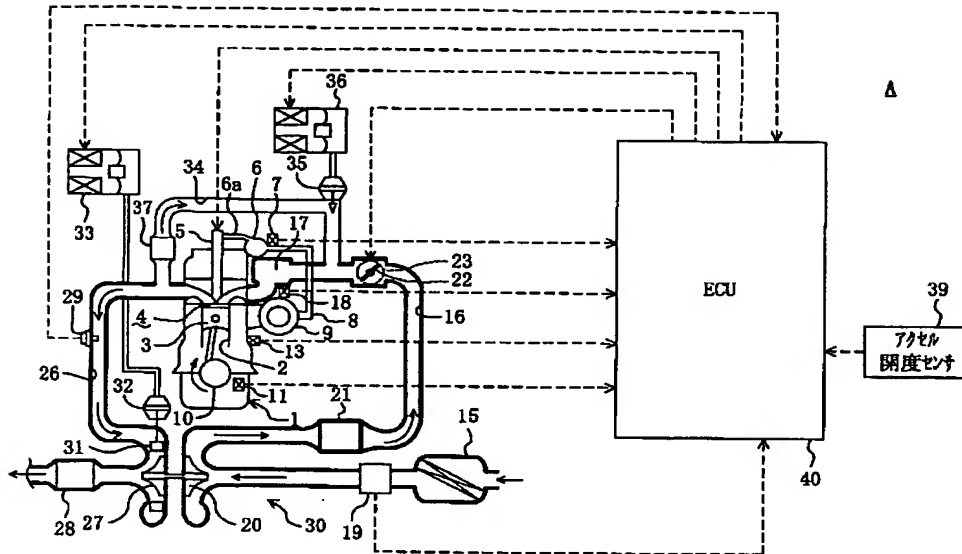
【符号の説明】

- |    |                  |
|----|------------------|
| A  | ディーゼルエンジンの燃焼制御装置 |
| 1  | ディーゼルエンジン        |
| 2  | 気筒               |
| 4  | 燃焼室              |
| 50 | 5 インジェクタ（燃料噴射弁）  |

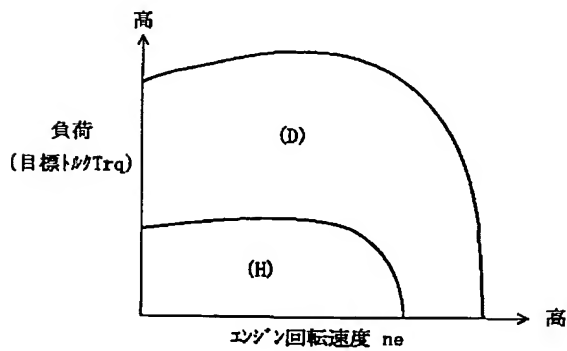
- 16 吸気通路  
26 排気通路  
34 EGR通路  
35 EGR弁（排気還流量調節手段）  
40 コントロールユニット（ECU）

- 40a 目標トルク設定部（目標トルク設定手段）  
40b 噴射制御部（燃料噴射制御手段）  
40c EGR推定部（EGR推定手段）  
40d EGR制御部（排気還流制御手段）

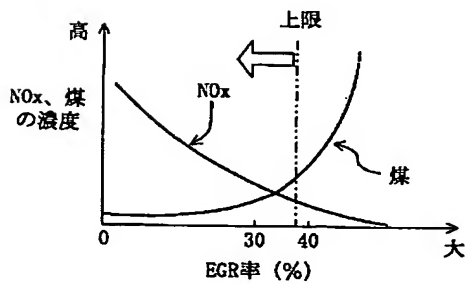
【図1】



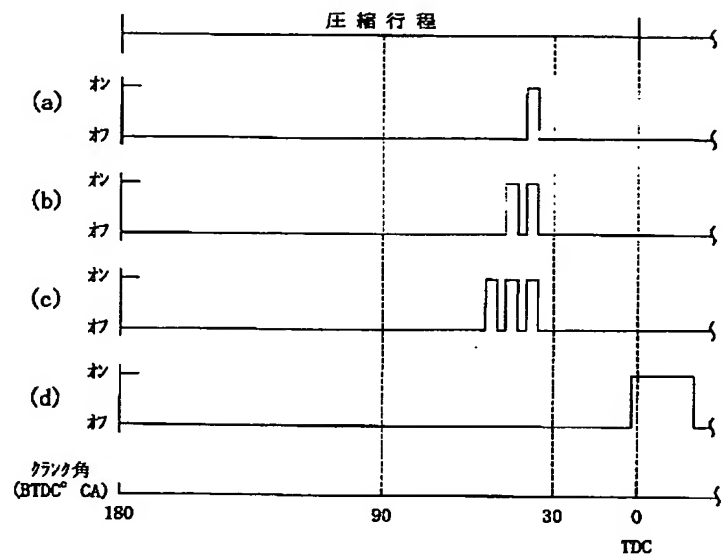
【図2】



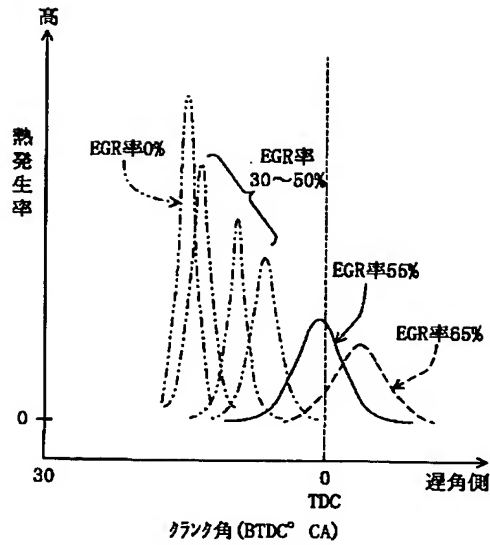
【図6】



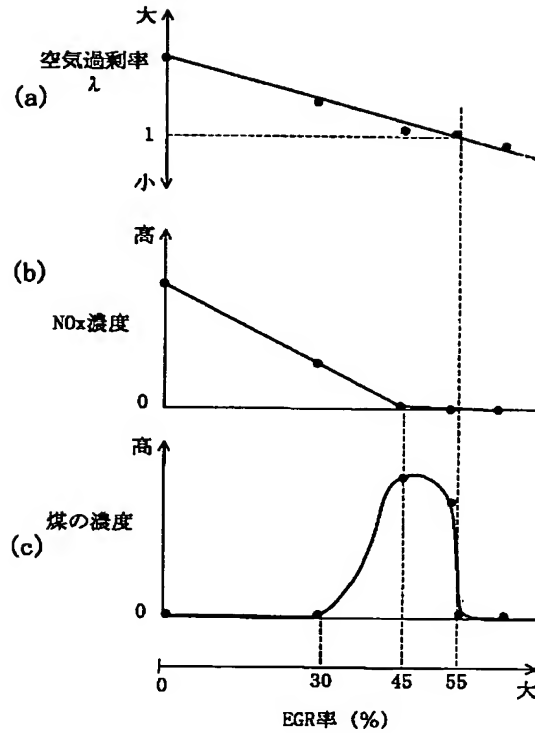
【図3】



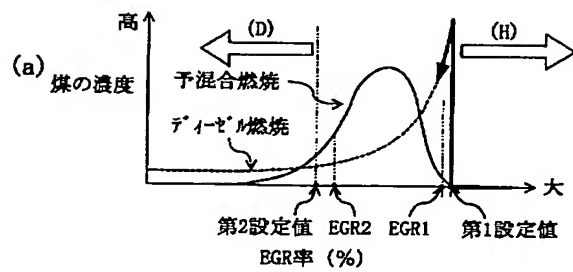
【図 4】



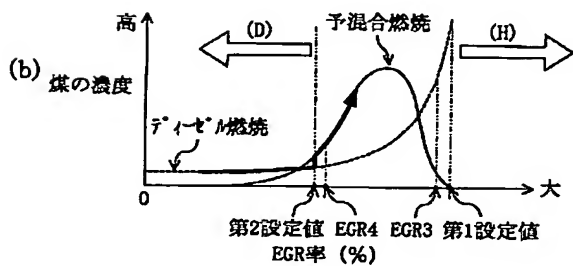
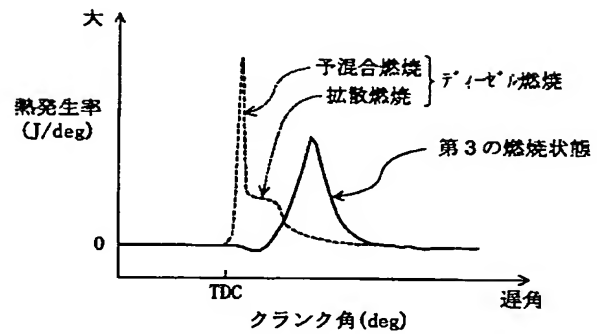
【図 5】



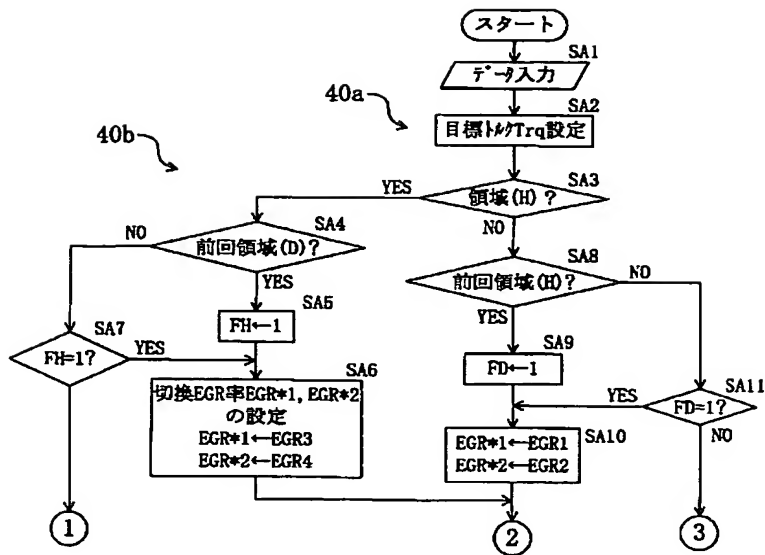
【図 7】



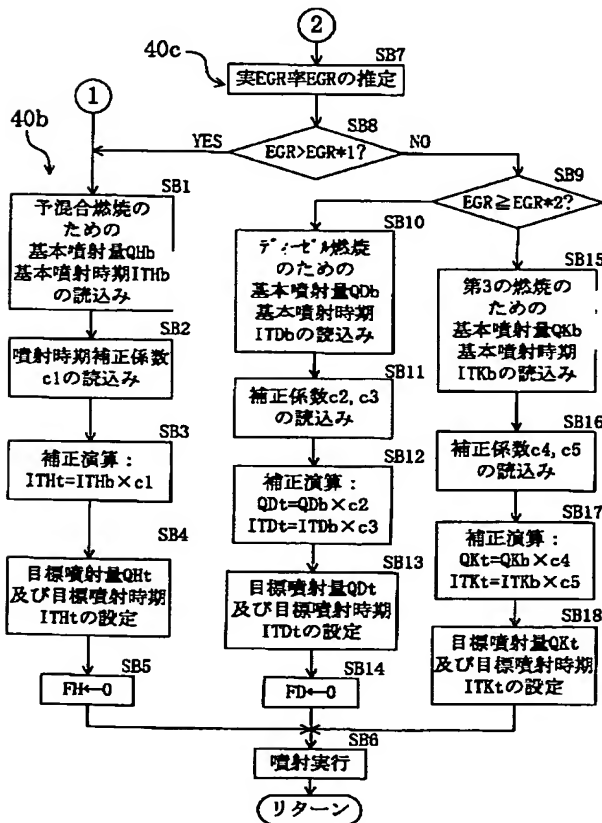
【図 8】



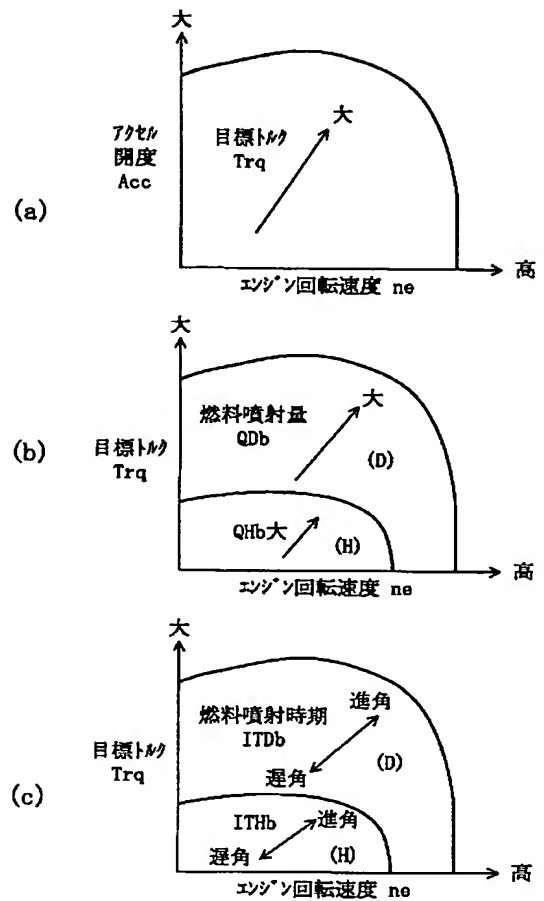
【図 9】



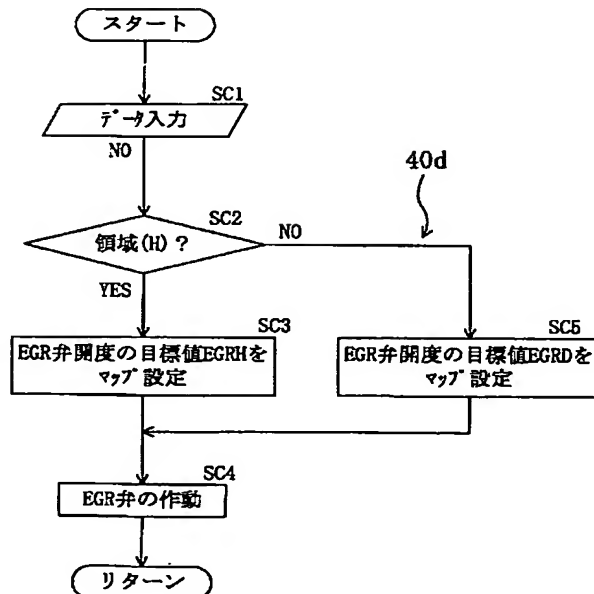
【図 10】



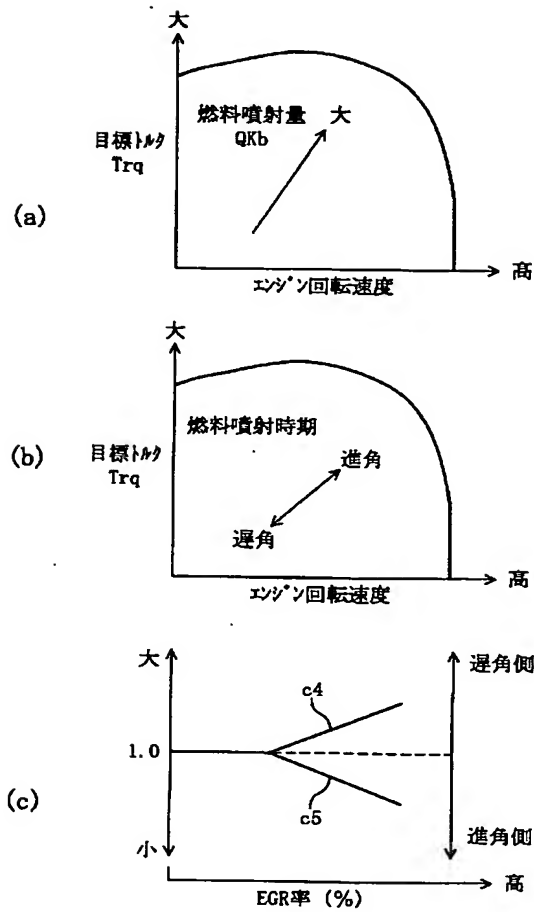
【図 11】



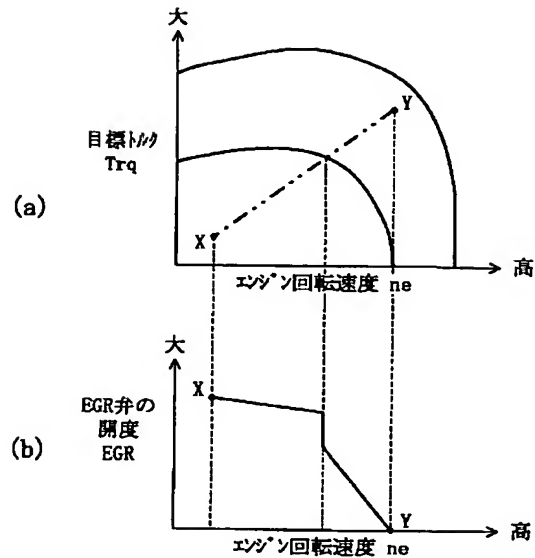
【図 13】



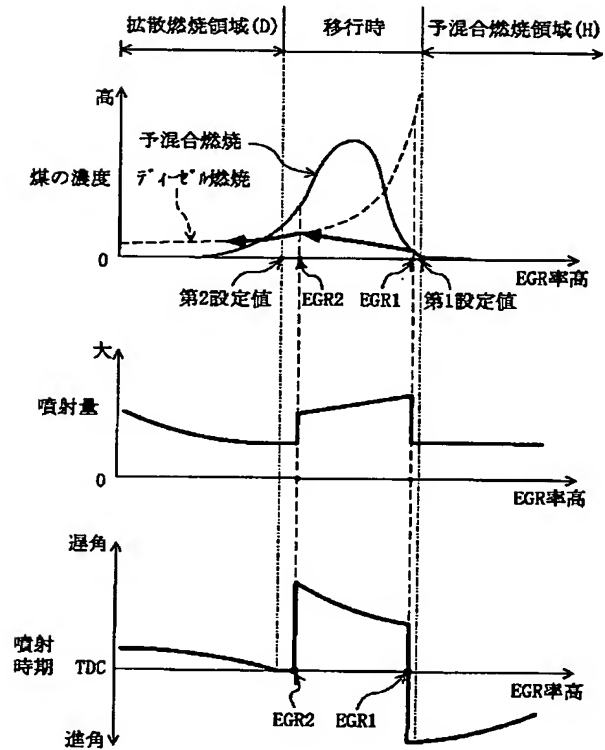
【図 12】



【図 14】



【図 15】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F 02 M 25/07

識別記号

550

570

F I

F 02 M 25/07

テマコード (参考)

550 A

570 D

5 7 0 J

(72)発明者 林原 寛  
広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ  
株式会社内  
(72)発明者 齊藤 智明  
広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ  
株式会社内

Fターム(参考) 3G062 AA01 AA05 BA04 BA05 CA06  
DA09 EA10 FA05 FA06 FA13  
GA01 GA02 GA04 GA06 GA14  
GA17  
3G092 AA02 AA17 AA18 AB03 BB06  
BB11 DC09 EA04 EC01 EC10  
FA14 FA15 GA05 GA06 HA01Z  
HA05Z HB02X HB03Z HD05Z  
HD07X HE01Z HE03Z HE06X  
3G301 HA02 HA06 HA11 HA13 JA21  
KA06 LB11 MA11 MA19 MA26  
NC02 ND03 NE12 PB03A  
PB05A PB08Z PD15A PE01Z  
PF03Z